

Università degli Studi di Pisa
Facoltà di Ingegneria

**Centro Interdipartimentale di Ricerca
“Enrico Piaggio”**

TESI DI LAUREA IN INGEGNERIA INFORMATICA

Progettazione e Controllo di Attuatori Intrinsecamente Sicuri

RELATORI: **Ch.mo Prof. Ing. A. Bicchi** _____
Ch.mo Prof. Ing. A. Caiti _____
Ing. G. Tonietti _____

CANDIDATO: **Schiavi Riccardo** _____

Anno Accademico 2002/2003

Ad Elisa
per l'amore, l'appoggio e la comprensione.
A mio padre e mia madre
senza i quali non sarei riuscito in questo obiettivo.
A mia sorella
per il sostegno.

Indice

1	Introduzione	10
1.1	Dall'automa al robot	10
1.2	Sicurezza	14
1.2.1	Attuali approcci nella robotica	14
1.2.2	Valutazione del livello di sicurezza	16
1.3	Prestazioni	18
1.4	Obiettivi della trattazione	20
2	Dinamica dell'urto	21
2.1	Definizione del problema	21
2.2	Il caso più semplice, urto tra due masse	22
2.3	Massa con rivestimento	23
2.4	Trasmissione cedevole	26
2.5	Trasmissione smorzata	28
3	Alcuni approcci alla sicurezza meccanica dei manipolatori	31
3.1	SEA - Series Elastic Actuators	31
3.1.1	Controllo di forza	31
3.1.2	Implementazione del SEA	32
3.1.3	Modello del SEA	33
3.1.4	Comportamento in caso di impatto	35
3.1.5	Banda passante	37
3.2	DM ² - Distributed Macro Mini	38
3.2.1	Architettura del DM ²	39

3.2.2	Implementazione del DM ²	40
3.2.3	Modello del DM ²	40
3.2.4	Comportamento in caso di impatto	42
4	VIA - Variable Impedance Approach	44
4.1	Co-design di meccanica e controllo	44
4.1.1	Sicurezza e performance	45
4.2	VST - Variable Stiffness Transmission	47
4.3	VDT - Variable Damping Transmission	50
5	Implementazione del VIA	53
5.1	Implementazione Meccanica	53
5.1.1	PR - Paralleli Rotoidali	54
5.1.2	PP - Paralleli Prismatici	56
5.1.3	AR - Antagonisti Rotoidali	56
5.1.4	AP - Antagonisti Prismatici	60
6	Attuatori per il VIA	62
6.1	Struttura	62
6.2	Misura della rigidezza	64
6.3	Misura dell'indice di danno	65
6.4	Traiettoria ad HIC costante	66
6.5	VDA - Variable Damping Actuator	68
7	Conclusioni	71
7.1	Risultati ottenuti	71
7.2	Sviluppi futuri	71
7.3	Ringraziamenti	72
A	Setup Sperimentale	73
A.1	Componenti del VSA	73
A.2	Sensorizzazione	74
A.3	Schede I/O	75

B Codice	76
B.1 Controllo	76
B.1.1 Codice C del controllo	78
B.2 Lettura accelerometro	91
B.2.1 Codice C	91
Bibliografia	97

Elenco delle figure

1.1	Automa di Leonardo: a noi sono giunti solamente i progetti incompleti. . .	11
1.2	Modello dell'anatra costruita da Vaucanson (dalla Encyclopedie di Diderot e d'Alambert, 1751)	12
1.3	Alcuni degli "elettrodomestici" intelligenti attualmente reperibili sul mercato.	13
1.4	Robot umanoidi di ultima generazione.	14
1.5	PSR 2 SAFE ARM prototipo di manipolatore dotato di Passive Compliance in studio presso il KIST	15
1.6	Schema di un controllore di forza. In caso di urto il controllore misurando la forza di compressione esercitata sul rivestimento sposta il riferimento del sistema, permettendo di controllare la forza applicata sull'ambiente esterno.	16
1.7	Famiglia Hybrid III. Questi manichini prodotti dalla General Motors sono tra i più utilizzati nei crash test dalle case automobilistiche per la loro elevata sensorizzazione e la somiglianza all'individuo medio.	17
2.1	Schema fisico dell'urto tra due masse.	23
2.2	Schema fisico di un manipolatore non cedevole rivestito con un materiale elastico.	24
2.3	Andamento della velocità del corpo urtato in funzione del tempo al variare di $K_{riv} \in \{0.25, 1\} N/m$. Si è assunto $M = 12 Kg$ e $m = 6 Kg$	25

ELENCO DELLE FIGURE

2.4	Andamento dello HIC in funzione della velocità dell'oggetto urtante e della costante elastica del rivestimento imponendo $M = 12 \text{ Kg}$, $m = 6 \text{ Kg}$ e $K_{riv} \in \{0.25, 0.5, 0.75, 1\} \text{ N/m}$	26
2.5	Schema fisico di un manipolatore con trasmissione cedevole e materiale di rivestimento.	26
2.6	Andamento dello HIC in funzione della velocità dell'oggetto urtante e della costante elastica di trasmissione K_{trasm} imponendo $M_1 = 9 \text{ Kg}$, $M_2 = 3 \text{ Kg}$ e $m = 6 \text{ Kg}$, $\alpha = 1$	28
2.7	Schema fisico di un manipolatore con smorzamento frapposto tra il servomotore ed il giunto.	29
3.1	Due attuatori SEA prodotti da "Yobotics!" E' possibile ottenere maggiori informazioni all'indirizzo yobotics.com/index.html	32
3.2	Diagramma schematico di una possibile implementazione di un sistema di controllo SEA	33
3.3	Schema fisico di un attuatore SEA.	34
3.4	Tempo minimo necessario a portare un attuatore SEA dalla configurazione di partenza a quella finale, in funzione della costante elastica di trasmissione.	36
3.5	Andamento del rapporto tra le ampiezze x_2 ed x_1 al variare di ω_r	37
3.6	Schema implementativo del braccio a 2 g.d.l. costruito a Stanford. Si utilizzano due attuatori per ogni link, il più potente (e pesante) viene posto fuori dalla struttura del manipolatore e tramite una trasmissione a cavi agisce sul link, il più piccolo invece è in presa diretta sul giunto. L'inerzia riflessa complessiva alle alte frequenze viene diminuita adottando un SEA per l'attuatore esterno.	38
3.7	Schema implementativo di un giunto secondo l'architettura DM^2	41
3.8	Schema fisico di un manipolatore DM^2 1 d.o.f.	41
3.9	Andamento del Tempo Ottimo necessario a controllare un manipolatore DM^2 1 d.o.f. nell'origine rispettando i vincoli di sicurezza. Il recupero di prestazioni è evidenziato da un minimo globale è evidentemente inferiore rispetto a quello ottenuto per il SEA.	43

ELENCO DELLE FIGURE

4.1	Modello fisico semplificato di un attuatore VIA.	45
4.2	Andamenti intuitivi di velocità e stiffness di trasmissione per un manipolatore VIA ad 1 DOF. Alta rigidità alle basse velocità consente di ottenere una elevata precisione di posizionamento ed ampia banda di controllo, mentre bassa rigidità consente di avere bassi valori per l'indice di danno alle velocità elevate.	47
4.3	Andamento dello <i>HIC</i> in funzione della rigidità di trasmissione.	48
4.4	Traiettorie ottimali di stiffness e velocità su un task rest-to-rest per un attuatore VST ottenute dalla soluzione del Brachistocrono Sicuro.	49
4.5	Tempo minimo per il raggiungimento della posizione finale per un attuatore VST al variare dell'insieme di rigidità ammissibili.	50
4.6	Andamento dello <i>HIC</i> in funzione del coefficiente di smorzamento di trasmissione.	51
4.7	Traiettorie ottimali di damping e velocità su un task rest-to-rest per un attuatore VDT ottenute dalla soluzione numerica del Brachistocrono Sicuro.	52
4.8	Tempo minimo per il raggiungimento del goal per un attuatore con damping di trasmissione fisso.	52
5.1	Schema del PCJ. Il damper viene utilizzato per smorzare le oscillazioni della molla torsionale.	55
5.2	Implementazione di un giunto rotoidale VIA mediante damping variabile.	55
5.3	Implementazione di un giunto prismatico VIA mediante damping variabile.	56
5.4	Schema di un attuatore VST realizzato tramite due elementi elastici e due servomotori in configurazione antagonista.	57
5.5	Schema illustrativo del prototipo PPI.	58
5.6	Manipolatore attuato mediante muscoli artificiali di McKibben realizzato presso il Centro Interdipartimentale di Ricerca "E. Piaggio".	59
5.7	VST realizzato con due muscoli artificiali in configurazione antagonista.	59
5.8	Cilindro pneumatico Sh MRS-506-DXP. Venduto equipaggiato di sensori di posizione e velocità, possiede due ingressi tramite i quali è possibile regolare la pressione all'interno delle due camere.	60
5.9	Schematizzazione di un cilindro pneumatico a due vie.	60

ELENCO DELLE FIGURE

5.10	Andamenti di rigidezza ottenuti al variare della posizione in funzione della pressione ottenuti utilizzando considerando $L = 0.5 [m]$ e $\lambda \in [1, 100] [bar m^3]$	61
6.1	Modello 3D del VSA.	63
6.2	Andamento teorico della rigidità angolare al variare dello sfasamento dei motori con molle di costante elastica $K = 1 N/mm$ e lunghezza di riposo di 2 mm.	63
6.3	Andamento dello spostamento del link dalla posizione di equilibrio al variare della rigidezza in funzione del carico applicato. Gli andamenti sono stati ottenuti interpolando i campioni ai minimi quadrati.	64
6.4	Andamento dell'indice di danno al variare della rigidezza in funzione della velocità. Gli andamenti sono stati ottenuti interpolando i campioni ai minimi quadrati.	65
6.5	Andamenti delle accelerazioni subite dalla massa urtata a seguito di impatti a 9 rad/s. Si nota come al crescere della rigidezza i contributi di link e motori tendano a sovrapporsi.	66
6.6	Andamento della rigidezza di giunto al variare della velocità ad <i>HIC</i> costante	67
6.7	Andamenti dei riferimenti di velocità e stiffness per un task rest-to-rest ad <i>HIC</i> costante.	67
6.8	Risultati dei test condotti su un task rest-to-rest ad <i>HIC</i> costante.	68
6.9	Schema meccanico delle frizioni della serie OPC.	69
6.10	Modello concettuale del VDA.	70
7.1	Prototipo miniaturizzato del VSA. La riduzione delle dimensioni è dovuta al meccanismo di tensionamento della cinghia che viene posto all'interno dello spazio determinato dalle tre ruote dentate.	72
A.1	Setup sperimentale impiegato nei test del VSA	74
B.1	Schema Simulink [®] utilizzato per generare i riferimenti di posizione per i motori a partire dai profili di velocità e stiffness desiderati.	77
B.2	Schema del controllore Simulink [®] impiegato nel controllo del VSA.	77

Elenco delle tabelle

1.1	Tabella di corrispondenza tra la classificazione AIS dei danni subiti ed i valori numerici di HIC.	19
3.1	Parametri del modello SEA impiegati nella simulazione.	36
3.2	Parametri del modello DM ² impiegati nella simulazione.	42
4.1	Parametri del modello VST impiegati nelle simulazioni.	48
5.1	Acronimi delle categorie di attuatori VIA.	54

Capitolo 1

Introduzione

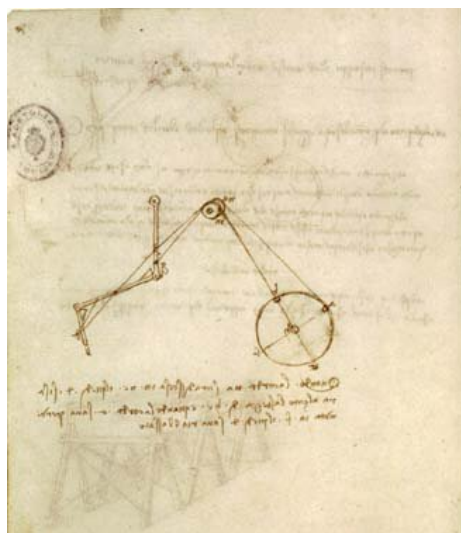
Una delle sostanziali differenze tra l'uomo e gli altri esseri viventi consta del bisogno di creare, dell'intima esigenza di produrre, ovvero riprodurre, non solo per necessità, ma anche per il semplice appagamento derivante dall'atto creativo.

Tale pulsione ha fatto sì, che fin da epoche precedenti la storia stessa una delle più agognate creazioni sia stata quella della vita artificiale, tanto che vi si trovano riferimenti perfino nel mito greco, come ad esempio le giovani fanciulle d'oro o i tripodi semoventi costruiti da Efesto (Iliade Libro XVIII). In tutte le culture si trovano riferimenti a questo genere di artefatti, evidente segno del desiderio, dell'ineluttabile bisogno, di porre rimedio alla discontinuità che si ha tra vivente e inanimato, tra autocosciente e non.

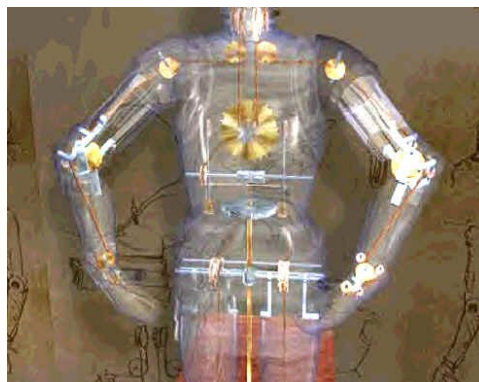
1.1 Dall'automa al robot

Il termine automa deriva dal greco *autòmaton* (che si muove da se), l'etimologia indica che i greci già conoscevano l'arte della costruzione di macchine animate, in effetti Erone di Alessandria (285 - 222 AC) ci ha lasciato alcuni scritti relativi ai suoi automi quali ad esempio uccelli che dispiegavano le ali azionate dal movimento dell'acqua o un carretto sospinto dal vapore.

Numerosi sono gli esempi di automi costruiti nel periodo medioevale. Succes-



(a) Studio dei tendini.



(b) Rendering dell'automa.

Figura 1.1: Automa di Leonardo: a noi sono giunti solamente i progetti incompleti.

sivamente, Leonardo da Vinci (1452 - 1519) si dedica alla loro progettazione. Negli schizzi di Leonardo si trovano infatti i primi progetti per la costruzione di un robot antropomorfo.

Si deve però attendere il periodo illuminista per assistere alla prima innovazione. E' infatti con l'introduzione di molle e scappamenti che l'automa raggiunge il suo periodo di massimo fulgore. Dopo i primi esemplari prodotti in modo artigianale per le corti dell'epoca, soprattutto da parte di orologiai svizzeri e tedeschi, si assiste nel XVIII secolo ad una vera e propria produzione massiva di automi per le famiglie dell'alta borghesia. Come non citare Jacques de Vaucanson (1709-1782) che produsse automi capaci di suonare il flauto¹ e perfino un'anatra in grado di beccare il grano e, a seguito di alcuni processi chimici, eliminarlo. Ancora oggi possiamo ammirare presso il Musée d'Histoire di Neuchâtel tre degli straordinari manufatti di Pierre Jaquet Droz (1721-1790); nella fattispecie si tratta di un piccolo scrivano che può comporre un messaggio di quaranta lettere, intingere la

¹Charles, questo era il suo nome, riusciva a riprodurre ben undici melodie.

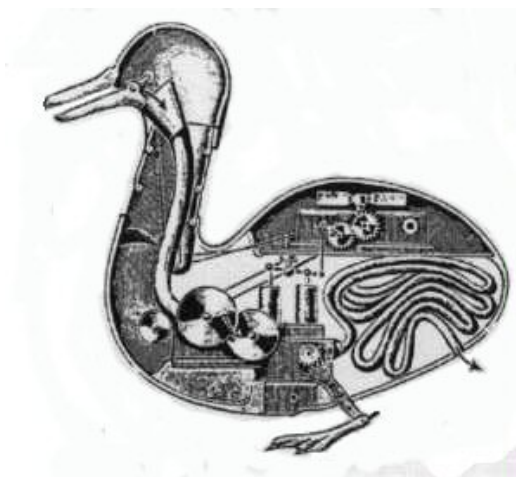


Figura 1.2: Modello dell'anatra costruita da Vaucanson (dalla Encyclopedie di Diderot e d'Alambert, 1751)

piuma ed andare a capo, un disegnatore che può eseguire quattro differenti schizzi a matita ed una donna che suona l'organetto. Quest'ultima risulta particolarmente realistica grazie a tutta una serie di accorgimenti volti a riprodurre con naturalezza i movimenti umani, ad esempio, segue con lo sguardo la melodia sulla tastiera e contrae il torace per respirare.

Per molto tempo questo genere di creazioni è rimasto relegato nella sfera dell'intrattenimento e del giocattolo. Ben poche sono infatti le variazioni tecnologiche introdotte negli automi che le industrie francesi, tedesche e svizzere esportavano nel mondo tra la fine del XIX e l'inizio del XX secolo, per lo più si tratta di piccole migliorie e di una graduale riduzione della dimensione dei componenti.

Solo con la Rivoluzione Industriale si è assistito all'introduzione dell'automazione nelle fabbriche, anche tale processo si avvale nuovamente di un'innovazione tecnologica. E' l'avvento del motore a vapore che fornisce ai nuovi automi, siano essi presse o telai, la potenza necessaria a svolgere i propri compiti. Questa nuova generazione manca di precisione e flessibilità, peculiarità degli apparati della moderna produzione, in gran parte dovute all'invenzione del computer.

1.1 Dall'automa al robot

Nell'ultimo decennio un notevole sviluppo tecnologico ha permesso il graduale avvicinamento tra uomo e macchina, dando inizio ad una collaborazione sfociata nella condivisione dello spazio lavorativo, tanto che ormai, dopo un periodo di relegazione nell'ambito industriale, il robot torna nelle case come ausilio o come gioco; basti vedere l'enorme mole di elettrodomestici intelligenti prodotti nell'ultimo periodo. Citiamo l'aspirapolvere automatico Roomba² ed il tosaerba Automower³. Si trovano apparati per ogni tipologia di applicazione: moduli di sorveglianza (MosroMini⁴), lavapavimenti (Dyson DC06⁵) o robot per la ricerca di dispersi in seguito a slavine⁶.

Primo nel suo genere Qrio⁷ di Sony è un automa capace di correre, affer-



(a) Modulo di sorveglianza MosroMini



(b) Lavapavimenti Dyson DC06

Figura 1.3: Alcuni degli “elettrodomestici” intelligenti attualmente reperibili sul mercato.

rare e lanciare oggetti. Questo piccolo gioiello riesce inoltre a riconoscere la voce del proprietario ed eseguire i comandi che gli vengono impartiti. Un

²www.roombavac.com

³www.automower.com

⁴www.robowatch

⁵www.21century.co.uk

⁶Prototipo: www.sandia.gov/media/NewsRel/NR2000/avalanch.htm

⁷www.sony.net/SonyInfo/QRIO/

altro esempio è rappresentato da Asimo⁸ (Advanced Step Innovative Mobility) della Honda, un robot umanoide che riesce a seguire i movimenti di un operatore, progettato come ausilio per anziani e disabili, e che viene attualmente utilizzato come guida nel Museo scientifico del futuro di Tokyo con uno stipendio di 20 milioni di yen (circa 170.000 euro).



(a) QRio



(b) Asimo

Figura 1.4: Robot umanoidi di ultima generazione.

1.2 Sicurezza

La condivisione dello spazio operativo di un robot con un operatore, o con un utente⁹, e l'interazione diretta tra i due soggetti rendono di primaria importanza le problematiche relative alla sicurezza ed alla sua valutazione, tuttora oggetto di aperta discussione nel campo scientifico ([1]).

1.2.1 Attuali approcci nella robotica

L'avvento della *Service Robotics*, ovvero di apparati concepiti per interagire o cooperare con l'uomo, ha portato all'introduzione delle caratteristiche di

⁸world.honda.com/ASIMO/

⁹Si utilizza il termine operatore nell'accezione di tecnico addestrato all'interazione con apparati automatici, mentre utente per riferirsi a persone che non abbiano specifiche conoscenze in questo campo.

sicurezza direttamente sui manipolatori, o a livello strutturale (*Passive Compliance* [2], [3], [4]) o a livello di controllo (*Active Compliance* [5], [6], [7]). L'introduzione della Passive Compliance si ha con l'adozione di materiali leggeri, rivestimenti morbidi, spigoli smussati e trasmissioni elastiche. Alcuni esempi sono il DLR Lightweight Robot¹⁰ o il PSR 2 SAFE ARM¹¹.

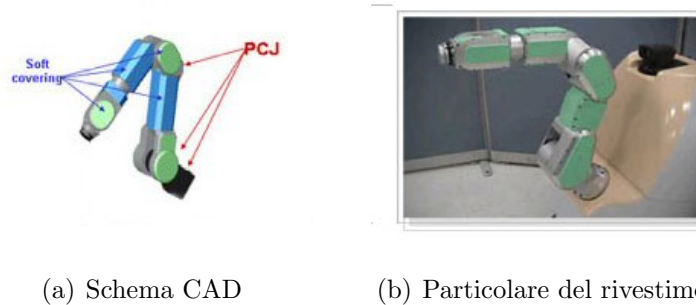


Figura 1.5: PSR 2 SAFE ARM prototipo di manipolatore dotato di Passive Compliance in studio presso il **KIST**.

Con Active Compliance si intende l'implementazione di tecniche di controllo software come il controllo di forza. Tramite un'opportuna dotazione di sensori è possibile valutare sia la forza che la velocità dei giunti e quindi, analogamente al caso elettrico, definire l'impedenza meccanica:

$$Z(s) = \frac{F(s)}{V(s)}.$$

L'impedenza meccanica rappresenta una misura della deformazione subita da un oggetto, che si muove di velocità $V(s)$, sottoposto ad una forza $F(s)$. Tale grandezza dipende in modo non banale dalla frequenza. In figura 1.6 viene riportato lo schema di una possibile implementazione del controllo di forza.

I due approcci visti, che possono essere utilizzati in sinergia, presentano caratteristiche diverse. Infatti risulta chiaro che è complesso progettare un robot che sia meccanicamente sicuro rispetto ad implementare un sistema di controllo. Il sistema di controllo è però affetto dal principale problema di poter

¹⁰www.dlr.de

¹¹humanrobot.kist.re.kr/Research_ON_PSR03.htm

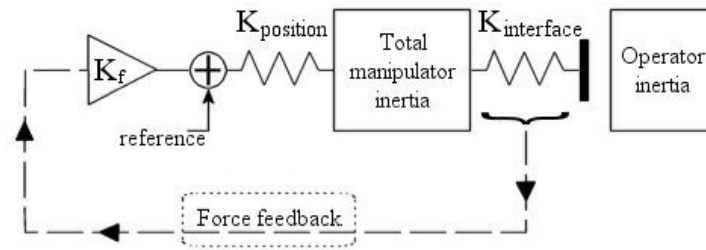


Figura 1.6: Schema di un controllore di forza. In caso di urto il controllore misurando la forza di compressione esercitata sul rivestimento sposta il riferimento del sistema, permettendo di controllare la forza applicata sull'ambiente esterno.

Intervenire solo in istanti multipli di un periodo di campionamento. Nel tempo che intercorre tra due campionamenti contigui l'impianto si trova in evoluzione libera. Tale periodo di campionamento è chiaramente un fattore critico. Dato che i tempi tipici di un urto si aggirano attorno a 2 ms un controllore per essere efficace dovrebbe agire ad una frequenza di lavoro superiore a 5 KHz, difficile da garantire per sistemi complessi real time.

1.2.2 Valutazione del livello di sicurezza

Volendo determinare il livello di sicurezza di un manipolatore è di primaria importanza definire un indice per quantificare il danno subito da un operatore in caso di impatto.

Nell'industria automobilistica da diversi anni vengono condotti dei crash test nei quali, con l'ausilio di manichini antropomorfi come lo Hybrid III (figura 1.7), si cerca di determinare l'entità del danno che subirebbe un passeggero ([8], [9]).

La superficie di impatto e l'energia trasferita rappresentano due grandezze utili alla misura del danno; viene tuttavia considerata di primaria importanza l'accelerazione subita dal corpo urtato ed il suo andamento temporale. E' stata inoltre sperimentalmente dimostrata la poca incidenza di ciò che accade



Figura 1.7: Famiglia Hybrid III. Questi manichini prodotti dalla General Motors sono tra i più utilizzati nei crash test dalle case automobilistiche per la loro elevata sensorizzazione e la somiglianza all'individuo medio.

dopo i primi 15 *ms* dall'impatto ([10]).

Una delle zone più delicate, e quindi più facilmente danneggiabili, è la testa. Per questo motivo le industrie automobilistiche utilizzano lo HIC^{12} (Head Injury Criterion) come indice del danno. Lo HIC è stato impiegato nelle più svariate casistiche, quali lo studio di caschi ([11]), di protezioni per artfici ([12]) e per diminuire la pericolosità degli incidenti per i pedoni ([13]). L'espressione dello HIC è

$$HIC = \max_{t_1, t_2} \left\{ (t_2 - t_1) \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a(t) dt \right]^{2.5} \right\} \quad (1.1)$$

¹²Spesso si trova HIC_{15} proprio per specificare che si riferisce ai primi 15ms di impatto.

dove $a(t)$ è l'accelerazione del corpo urtato e t_1, t_2 sono rispettivamente gli istanti di inizio e fine del contatto.

L'esatta determinazione dello HIC risulta notevolmente dispendiosa in termini di tempo di calcolo. Assumendo $t_1 = 0$ si ottiene la forma

$$HIC = T_{max}^{-1.5} V_{max}^{2.5} \quad (1.2)$$

dove T_{max} rappresenta l'istante in cui l'oggetto urtato raggiunge la massima velocità V_{max} . Tale espressione oltre a rappresentare una buona approssimazione consente di determinare, almeno nei casi più semplici, il valore numerico dell'indice di danno a partire dalla velocità dell'oggetto urtante.

Nel seguito per la determinazione dell'indice di danno faremo spesso riferimento a questa espressione; per rendere inoltre più omogenei i test svolti assumeremo che la superficie di impatto sia piana. In tali ipotesi è possibile determinare il profilo di velocità del corpo urtato in base a parametri quali: tipologia e spessore del rivestimento, inerzia del manipolatore e del corpo urtato, nonché coppie prodotte dagli attuatori durante l'urto.

L'AIS (Abbreviated Injury Scale) suddivide le tipologie di danno subito in sette categorie, è possibile determinare una corrispondenza tra queste ed i valori numerici dello HIC .

1.3 Prestazioni

Non esiste una definizione universale di prestazione per un sistema robotico. Tuttavia, osservando che il tempo impiegato ad effettuare un certo task è uno dei parametri fondamentali nella maggior parte delle applicazioni industriali, risulta giustificata la scelta di quest'ultimo come indice di performance.

Architettura hardware e software risultano da questo punto di vista inscindibili: se è vero, infatti, che una certa struttura può essere più veloce di un'altra a parità di controllo, è anche vero che un controllo può produrre risultati migliori cambiando l'architettura. Tale argomento viene affrontato

AIS value	HIC index values range	Danger evaluation
0	0 - 100	No injury
1	100 - 200	Minor injury
2	200 - 400	Moderate injury
3	400 - 700	Serious injury
4	700 - 1000	Severe injury
5	1000 - 1500	Critical injury
6	> 1500	Fatal injury

Tabella 1.1: Tabella di corrispondenza tra la classificazione AIS dei danni subiti ed i valori numerici di HIC.

in [14] confrontando alcune architetture secondo il criterio MTOC¹³.

Una misura di quanto velocemente un manipolatore riesce a portarsi nella configurazione desiderata, considerando attuatori di potenza limitata e vincoli di sicurezza è il “Safe Brachistochrone”, definito come segue:

Dato un meccanismo di cui si conoscano inerzie e coppie massime dei motori, determinare il tempo minimo necessario a portarlo dalla configurazione iniziale a quella finale, facendo in modo che un urto in un qualsiasi istante durante il moto produca un indice di danno inferiore al livello di sicurezza.

La ricerca di sistemi robotici veloci e precisi, ambito in cui questo lavoro viene a collocarsi, ha prodotto robot per l’industria sempre più rigidi e pesanti, con l’intento di aumentarne la precisione di posizionamento e minimizzare il tempo di task¹⁴. In questo contesto i metodi di passive compliance non hanno trovato alcun riscontro dato che, per assicurare un livello di sicurezza accettabile, comportano un’eccessiva riduzione delle performance.

¹³Minimum Time Optimal Control. Consiste nel confrontare le varie architetture su un certo task associando ad ognuna il controllore ottimo nel senso di tempo minimo.

¹⁴Con tempo di task si intende il tempo necessario a portare a termine un ciclo di lavoro.

Recentemente sono stati proposti alcuni modelli che cercano di mediare le due esigenze; nel seguito verranno analizzati in dettaglio *SEA* e *DM²*, in quanto rappresentano, al momento, le due soluzioni più efficaci. Entrambe cercano di ridurre l'impedenza meccanica vista dall'oggetto urtato, separando il contributo strutturale da quello fornito dagli attuatori. Quest'ultimo risulta infatti non trascurabile, essendo amplificato del quadrato del rapporto di trasmissione.

1.4 Obiettivi della trattazione

Questo lavoro presenta risultati teorici e sperimentali sul VIA (Variable Impedance Approach) [15], [16] quale approccio di co-design di sistemi robotici sicuri ed allo stesso tempo performanti.

Il prossimo capitolo è dedicato alla trattazione degli impatti dal punto di vista fisico, mentre il terzo capitolo mostra le principali metodologie di attuazione di robot intrinsecamente sicuri presentate fino ad oggi in letteratura. Negli ultimi tre capitoli vengono nell'ordine illustrati Variable Impedance Approach, alcune tipologie di attuatori che sfruttano il VIA, ed infine gli esperimenti condotti con il VSA (Variable Stiffness Actuator), realizzato nei laboratori del Centro "E. Piaggio".

Capitolo 2

Dinamica dell'urto

In questo capitolo verranno analizzate alcune tipologie di urto dal punto di vista fisico e le leggi che ne regolano l'evoluzione.

Lo studio degli urti è una disciplina estremamente vasta e complessa che per mea ogni branca della fisica, dalla fluidodinamica alla meccanica quantistica, risulterebbe quindi alquanto pretenzioso in questa sede supporre di realizzare un trattato esauriente. Ci limiteremo ad analizzarne alcuni aspetti utili alla trattazione.

2.1 Definizione del problema

In questa sezione si elencano alcune approssimazioni che vengono in seguito utilizzate nella trattazione del controllo.

Urto centrale monodimensionale. Questo genere di ipotesi non lede la generalità, dato che un qualsiasi urto può essere visto come unidimensionale scegliendo opportunamente masse e velocità ([17]).

Superfici di impatto piane. Questa ipotesi, utile per studiare i casi teorici di urto, risulta necessaria per poter applicare la definizione di *HIC*. Superfici diverse possono creare danno indipendentemente dall'accelerazione subita dall'oggetto urtato e fortemente legate alla forma.

2.2 Il caso più semplice, urto tra due masse

Operatore fermo. Non è possibile, a priori, fare assunzioni sulla dinamica del corpo urtato, esulando questa dal controllo dell'attuatore. Si assume quindi che questo abbia velocità nulla rispetto ad un sistema di coordinate fisso.

Coefficiente di restituzione unitario. Tale quantità dipende fortemente dalle caratteristiche meccaniche dei due corpi, quali forme e materiali. Viene definito come $\eta = \frac{E_i - E_v}{E_i}$ dove E_i rappresenta l'energia cinetica totale prima dell'urto e E_v quella associata ai moti vibratorii dei due corpi dopo l'urto, che risulta trascurabile almeno ai nostri fini.

Urto elastico. Volendo esaminare nei capitoli successivi i casi in cui sia garantita la sicurezza sia per i manipolatori che per gli oggetti urtati possiamo ammettere che i due corpi non siano soggetti a deformazione. Questa assunzione assieme all'ipotesi precedente ci permette di considerare come quantità conservative l'energia cinetica e la quantità di moto.

Inerzie di robot ed operatore confrontabili. La varietà di casi possibili non consente ipotesi più stringenti, tuttavia tale assunzione rispecchia la situazione esaminata nelle prove sperimentali e simulate investigate nei successivi capitoli.

2.2 Il caso più semplice, urto tra due masse

In figura 2.1 viene presentata in forma schematica la più semplice approssimazione di urto. M rappresenta l'inerzia del corpo urtante vista dall'oggetto urtato e V_i la sua velocità iniziale rispetto al sistema di coordinate fisso, mentre m rappresenta l'inerzia dell'oggetto urtato e v_i la sua velocità.

Imponendo la conservazione dell'energia cinetica e dell'energia meccanica si trova

$$\begin{cases} MV_i + mv_i = MV_f + mv_f \\ \frac{1}{2}MV_i^2 + \frac{1}{2}mv_i^2 = \frac{1}{2}MV_f^2 + \frac{1}{2}mv_f^2 \end{cases} \quad (2.1)$$

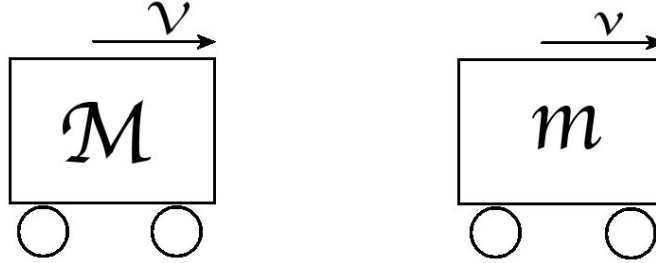


Figura 2.1: Schema fisico dell'urto tra due masse.

dove V_f e v_f rappresentano le due velocità dopo l'urto. Il sistema può essere semplificato ricordando che v_i si è ipotizzata nulla. Risolvendo si trova

$$\begin{cases} V_f = \frac{M-m}{M+m}V_i \\ v_f = \frac{2M}{M+m}v_i \end{cases}$$

Al fine di determinare il valore dello HIC è necessario determinare la velocità massima del secondo corpo, che in questo semplice caso coincide con v_f , e l'istante T in cui tale velocità viene raggiunta. Tuttavia questo esempio rappresenta un caso limite puramente teorico, infatti l'impatto ha durata nulla e l'accelerazione viene quindi rappresentata come una delta di Dirac di modulo v_f e quindi lo HIC viene ad avere valore infinito.

2.3 Massa con rivestimento

Un sistema che approssima meglio la reale struttura fisica di un manipolatore è quello proposto in figura 2.2. In questo caso viene introdotta una cedevolezza di interfaccia modellata come una molla di costante elastica K_{riv} . Il sistema viene descritto dalle seguenti equazioni differenziali

$$\begin{cases} M\ddot{x}_1 = K_{riv}(x_2 - x_1) + f \\ m\ddot{x}_2 = K_{riv}(x_1 - x_2) \end{cases} \quad (2.2)$$

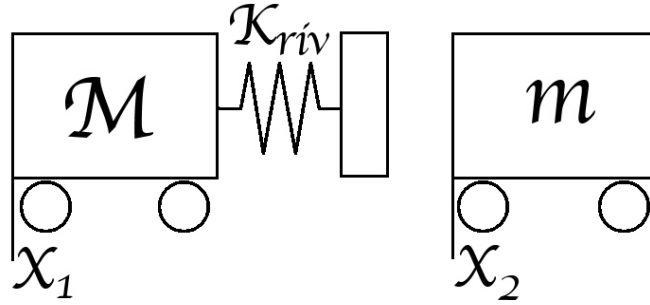


Figura 2.2: Schema fisico di un manipolatore non cedevole rivestito con un materiale elastico.

supponendo che i corpi siano in evoluzione libera ed avvenga un solo urto tra i due troviamo le condizioni al contorno

$$\begin{cases} f = 0 \\ \underline{x}_0 = (x_1 \ x_2 \ \dot{x}_1 \ \dot{x}_2)^T|_{t=0^-} = \\ \quad (0 \ 0 \ V_{1i} \ 0)^T. \end{cases}$$

L'evoluzione degli stati si può ricavare con l'equazione

$$\underline{x}(t) = e^{At}, \quad A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{K_{riv}}{M} & \frac{K_{riv}}{M} & 0 & 0 \\ \frac{K_{riv}}{m} & -\frac{K_{riv}}{m} & 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

Per determinare il valore dello *HIC* secondo la 1.2 dobbiamo valutare il valore massimo di $\dot{x}_2(t)$ e l'istante T in cui si raggiunge tale velocità.

$$\dot{x}_2(t) = \frac{V_i M}{M+m} \left[1 - \cos \left(t \sqrt{K_{riv} \frac{M+m}{Mm}} \right) \right]$$

Il massimo di questa funzione si ottiene per $T = \pi / \left(\sqrt{K_{riv} \frac{M+m}{Mm}} \right)$ e vale

$$\dot{x}_2(T) = \frac{2MV_i}{M+m}.$$

2.3 Massa con rivestimento

Il valore dello HIC viene quindi ad essere

$$HIC = \dot{x}_2(T)^{2.5} T^{-1.5} = \frac{2^{\frac{5}{2}} K_{riv}^{\frac{3}{4}} M^{\frac{7}{4}} V_i^{\frac{5}{2}}}{\pi^{\frac{3}{2}} m^{\frac{3}{4}} (M + m)^{\frac{7}{4}}} = \beta(\cdot) V_{safe}^{\frac{5}{2}}. \quad (2.3)$$

E' interessante notare che la massima velocità raggiunta dall'oggetto urtato non dipende dalla costante elastica del rivestimento, ma funzione di questa è l'istante in cui tale massimo viene raggiunto come illustrato in figura 2.3. In

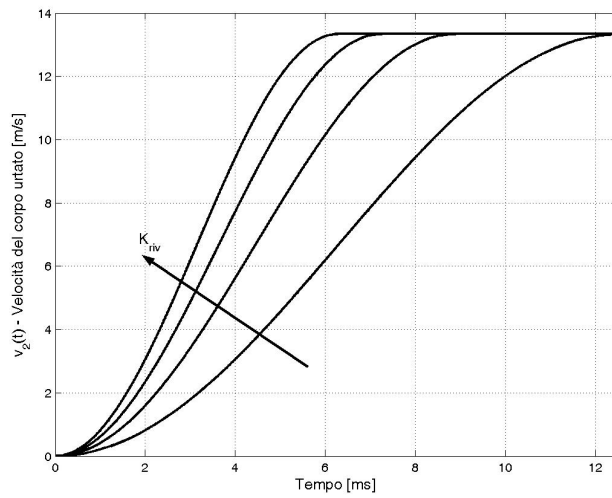


Figura 2.3: Andamento della velocità del corpo urtato in funzione del tempo al variare di $K_{riv} \in \{0.25, 1\} N/m$. Si è assunto $M = 12 Kg$ e $m = 6 Kg$.

figura 2.4 si può notare che volendo mantenere il valore di HIC inferiore ad un livello di sicurezza HIC_{safe} , fissata K_{riv} , l'unica cosa che possiamo fare è limitare la velocità del manipolatore. Infatti, invertendo l'equazione 2.3 si trova

$$V_{safe} = \left(\frac{HIC_{safe}}{\beta(\cdot)} \right)^{\frac{2}{5}}, \quad (2.4)$$

dove $\beta(\cdot)$ è una funzione dei soli parametri meccanici (inerzia e rigidità). Una eventuale forza f applicata al corpo urtante non fa che peggiorare la situazione costringendo a ridurre ulteriormente la massima velocità V_i ammissibile.

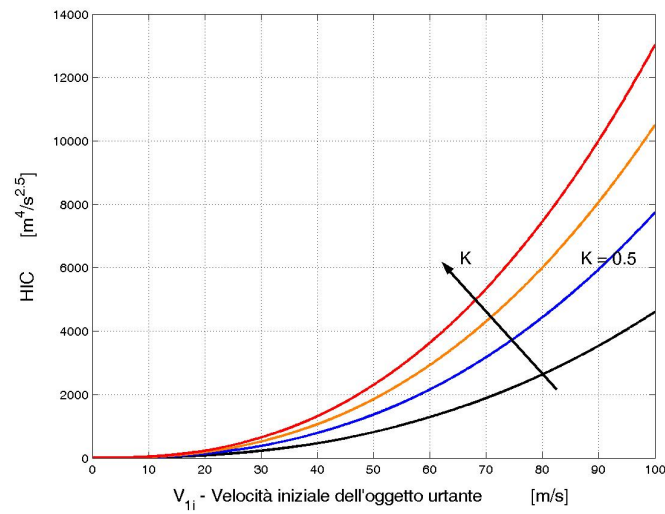


Figura 2.4: Andamento dello HIC in funzione della velocità dell'oggetto urtante e della costante elastica del rivestimento imponendo $M = 12$ Kg, $m = 6$ Kg e $K_{riv} \in \{0.25, 0.5, 0.75, 1\}$ N/m.

2.4 Trasmissione cedevole

Il sistema presentato in figura 2.5 rappresenta una schematizzazione di un sistema di attuazione cedevole. La trasmissione cedevole viene modellata

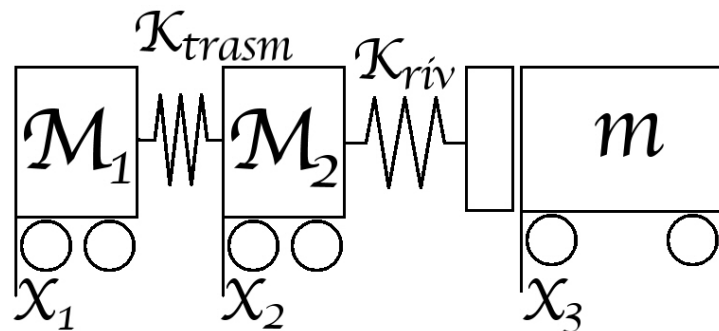


Figura 2.5: Schema fisico di un manipolatore con trasmissione cedevole e materiale di rivestimento.

come una molla di costante elastica K_{trasm} . Il sistema viene descritto dalle

seguenti equazioni differenziali

$$\begin{cases} M_1 \ddot{x}_1 = K_{trasm}(x_2 - x_1) + K_{riv}(x_3 - x_2) + f_1 \\ M_2 \ddot{x}_2 = K_{trasm}(x_1 - x_2) + K_{riv}(x_3 - x_2) + f_2 \\ m \ddot{x}_3 = K_{trasm}(x_1 - x_2) + K_{riv}(x_2 - x_3) \end{cases} \quad (2.5)$$

Assumendo che il sistema sia in evoluzione libera, e che le velocità iniziali V_{1i} e V_{2i} siano uguali, ovvero

$$\begin{cases} V_i = V_{1i} = V_{2i} \\ \underline{f} = \begin{pmatrix} f_1 & f_2 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} = \\ \underline{x}_0 = \begin{pmatrix} x_1 & x_2 & x_3 & \dot{x}_1 & \dot{x}_2 & \dot{x}_3 \\ 0 & 0 & 0 & V_i & V_i & 0 \end{pmatrix}^T \Big|_{t=0^-} = \end{cases}$$

Possiamo ricavare l'evoluzione degli stati dall'equazione

$$\underline{x}(t) = e^{At}, \quad A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{K_{trasm}}{M_1} & \frac{K_{trasm}-K_{riv}}{M_1} & \frac{K_{riv}}{M_1} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_{trasm}}{M_2} & -\frac{K_{trasm}+K_{riv}}{M_2} & \frac{K_{riv}}{M_2} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_{trasm}}{m} & -\frac{K_{trasm}+K_{riv}}{m} & -\frac{K_{riv}}{m} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

La soluzione analitica di questa equazione è possibile, ma produce risultati di difficile comprensione a causa della complessità. Possiamo descrivere il sistema seguendo la forma illustrata in 2.2 assumendo $M = M_1 + \frac{K_{trasm}}{K_{trasm}+\alpha} M_2$ ¹, si può notare che per $K_{trasm} \rightarrow 0$ l'inerzia del rotore è del tutto svincolata da

¹La scelta di α è fondamentale nella parametrizzazione del sistema, alcuni valori per la cedevolezza della trasmissione rendono il sistema troppo lasco, altri troppo rigido. Per testare efficacemente le caratteristiche delle trasmissioni elastiche α deve essere scelto vicino al valore per il quale il comportamento del sistema è sensibile a piccole variazioni della cedevolezza.

2.5 Trasmissione smorzata

quella del link, mentre per $K_{trasm} \rightarrow \infty$ il robot urta l'operatore con tutta la sua inerzia ($M_1 + M_2$).

Possiamo quindi tornare all'espressione 2.3 dello HIC considerando $v = \dot{x}_2$ dato che l'urto avviene tra le superfici di M_2 e m .

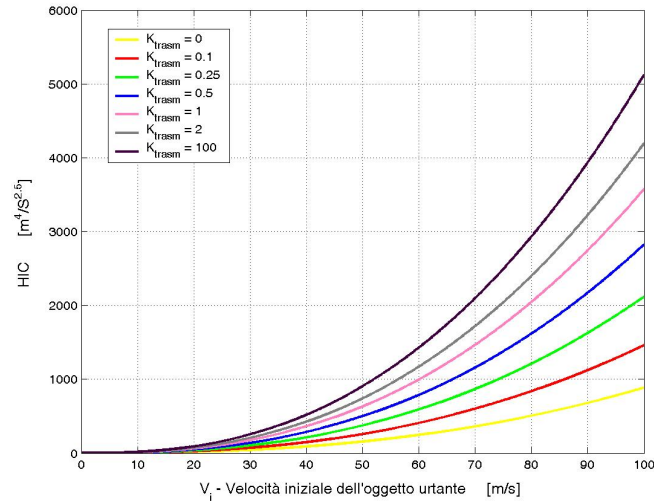


Figura 2.6: Andamento dello HIC in funzione della velocità dell'oggetto urtante e della costante elastica di trasmissione K_{trasm} imponendo $M_1 = 9 \text{ Kg}$, $M_2 = 3 \text{ Kg}$ e $m = 6 \text{ Kg}$, $\alpha = 1$.

In figura 2.6 è illustrato l'andamento dello HIC in funzione della velocità al variare della costante elastica di trasmissione. Ritroviamo per questa famiglia di curve l'andamento visto in figura 2.4, possiamo infatti notare che all'aumentare di K_{trasm} il sistema diviene sempre meno sicuro. Anche in questo caso per limitare lo HIC , una volta fissata la costante elastica di trasmissione, non possiamo che limitare la velocità iniziale del sistema.

2.5 Trasmissione smorzata

In figura 2.7 viene schematizzato un sistema composto da due masse tra le quali viene interposto uno smorzatore di costante D . Il sistema viene

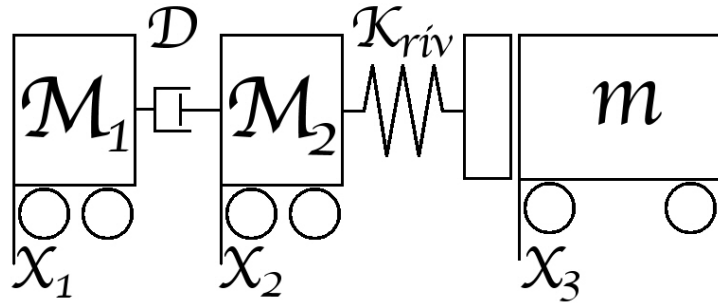


Figura 2.7: Schema fisico di un manipolatore con smorzamento frapposto tra il servomotore ed il giunto.

descritto dalle seguenti equazioni differenziali

$$\begin{cases} M_1 \ddot{x}_1 = D \dot{x}_1 + K_{riv}(x_3 - x_2) + f_1 \\ M_2 \ddot{x}_2 = -D \dot{x}_1 + K_{riv}(x_3 - x_2) + f_2 \\ m \ddot{x}_3 = -D \dot{x}_1 + K_{riv}(x_2 - x_3) \end{cases} \quad (2.6)$$

Assumendo che il sistema sia in evoluzione libera, e che le velocità iniziali V_{1i} e V_{2i} siano uguali, ovvero

$$\begin{cases} V_i = V_{1i} = V_{2i} \\ \underline{f} = \begin{pmatrix} f_1 & f_2 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} = \\ \underline{x}_0 = \begin{pmatrix} x_1 & x_2 & x_3 & \dot{x}_1 & \dot{x}_2 & \dot{x}_3 \end{pmatrix}^T \Big|_{t=0^-} = \\ \quad \quad \quad \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & V_i & V_i & 0 \end{pmatrix}^T. \end{cases}$$

Possiamo ricavare l'evoluzione degli stati dall'equazione

$$\underline{x}(t) = e^{At}, \quad A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{K_{trasm} - K_{riv}}{M_1} & \frac{K_{riv}}{M_1} & -\frac{D}{M_1} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{K_{trasm} + K_{riv}}{M_2} & \frac{K_{riv}}{M_2} & \frac{D}{M_2} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{K_{trasm} + K_{riv}}{m} & -\frac{K_{riv}}{m} & \frac{D}{Mm} & 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

Capitolo 3

Alcuni approcci alla sicurezza meccanica dei manipolatori

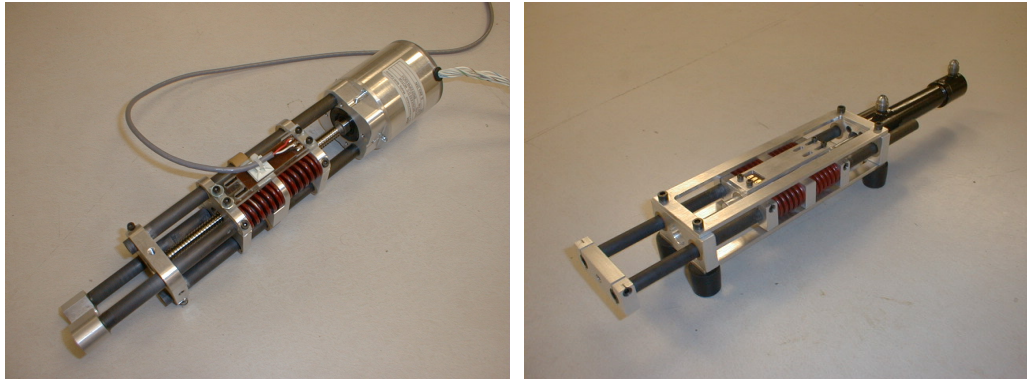
In questo capitolo vengono esaminate le due principali soluzioni proposte fino ad oggi in letteratura nell'ambito degli attuatori sicuri con recupero di performance. Per semplificare la trattazione ed il confronto tra le diverse tipologie ci riferiremo a manipolatori composti da un solo link con il relativo sistema di attuazione.

3.1 SEA - Series Elastic Actuators

L'inserimento di trasmissioni elastiche a valle degli attuatori fu proposto in [18] non per introdurre sicurezza, bensì per effettuare il controllo di forza.

3.1.1 Controllo di forza

Nelle tradizionali operazioni di manifattura i manipolatori devono effettuare con elevate precisione e velocità compiti ripetitivi. L'ambiente, modellato con accuratezza, consente di definire delle traiettorie ottime (o sub-ottime) di controllo per i giunti e quindi programmare un controllo di inseguimento. Al contrario in ambienti non strutturati, ovvero nei casi in cui non si abbia un'esatta conoscenza del workspace, risulta utile un apparato capace di con-



(a) SEA elettrico

(b) SEA Idraulico

Figura 3.1: Due attuatori SEA prodotti da “Yobotics!” E’ possibile ottenere maggiori informazioni all’indirizzo yobotics.com/index.html.

trollare le forze scambiate con gli elementi che lo circondano.

Il concetto di “stiff is better” ha portato a produrre robot rigidi tali da garantire ampia banda¹ ed elevata precisione di posizionamento, caratteristiche che deteriorano il controllo di forza. L’estrema rigidità consente di commettere grossi errori di forza con piccoli errori di posizionamento, mentre l’elevato guadagno dei controllori, necessario a garantire l’adeguata accuratezza, rende instabile l’applicazione di una forza su una superficie dura. Per accrescere la rigidità strutturale si ricorre spesso a link pesanti, creando la necessità di attuatori capaci di produrre coppie elevate. I motori elettrici, tipologia più comune di attuatori, non riescono a produrre coppie elevate a bassa velocità costringendo all’utilizzo di riduzioni epicicloidali, le quali pur aumentando la densità di potenza incrementano l’inerzia riflessa dai motori ovvero quella vista da un oggetto urtato.

3.1.2 Implementazione del SEA

L’adozione di una trasmissione elastica, quale ad esempio una molla, come illustrato in figura 3.2 consente di migliorare il controllo di forza e ridurre gli

¹Con banda in questo caso si intende l’insieme delle frequenze prodotte dal servomotore trasmesse al link.

effetti di attrito ed inerzia.

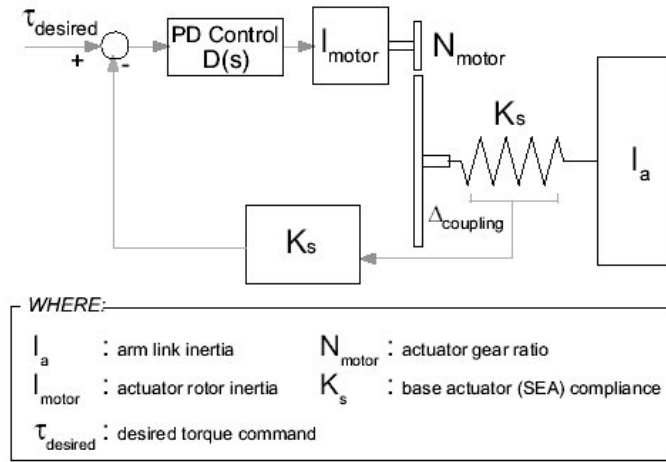


Figura 3.2: Diagramma schematico di una possibile implementazione di un sistema di controllo SEA

Il problema del controllo di forza viene ricondotto ad un caso di controllo di posizione ricorrendo alla legge di Hooke. Misurando la compressione della molla è possibile determinare l'errore tra la forza attuale e quella desiderata, che può essere regolato a zero tramite la corrente di comando.

3.1.3 Modello del SEA

Alcuni aspetti positivi dell'architettura SEA sono:

1. Gli attuatori mostrano una minore impedenza riflessa in particolare alle alte frequenze. L'elemento elastico può essere visto infatti come un filtro passabasso.
2. L'inserimento di una trasmissione elastica aumenta notevolmente la tolleranza agli urti.
3. Diminuisce l'importanza dell'accuratezza delle riduzioni. Queste generalmente trasmettono più fedelmente le posizioni delle forze; l'elemento elastico frapposto tra motori e carico, funzionando da trasduttore

3.1 SEA - Series Elastic Actuators

tra posizione in uscita dalla riduzione e forza applicata, accresce la controllabilità.

4. Vengono meno i requisiti di esattezza nella generazione di coppie da parte dei motori essendo la posizione dell'albero, non la coppia da esso trasmessa, responsabile della forza applicata.
5. L'elemento elastico può immagazzinare energia, aumentando l'efficienza nelle applicazioni armoniche.

La scelta della costante elastica di trasmissione rappresenta un trade-off tra performance e sicurezza. Aumentare la cedevolezza limita la banda impulsiva del sistema tagliando le frequenze più elevate (§ 3.1.5) e quindi diminuendo la destrezza del manipolatore. Di contro comporta un maggior “filtraggio” dell'inerzia degli attuatori, consentendo un trasferimento di energia più graduale verso l'oggetto urtato e rendendo quindi il manipolatore più “sicuro”. Un possibile modello fisico del SEA, nel quale la trasmissione sia una molla

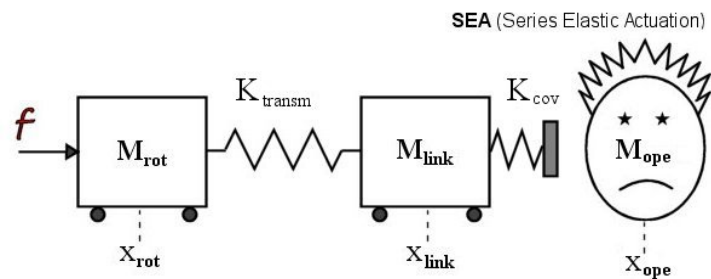


Figura 3.3: Schema fisico di un attuttore SEA.

lineare, può essere quello di figura 3.3 dove M_{link} rappresenta l'inerzia del link; M_{rot} l'inerzia del motore vista a valle della trasmissione²; K_{trasm} è la costante elastica di trasmissione e f la coppia prodotta dall'attuttore. Il sistema presenta quattro stati (velocità del rotore e del link) ed un ingresso

²Se I_{rot} è l'inerzia del motore a monte della trasmissione quella a valle è $M_{rot} = N^2 I_{rot}$ dove N è il rapporto di trasmissione.

(coppia erogata dal rotore).

$$\begin{cases} M_{rot} \ddot{x}_{rot} = K_{trasm} (x_{link} - x_{rot}) + f \\ M_{link} \ddot{x}_{link} = K_{trasm} (x_{rot} - x_{link}) \end{cases} \quad (3.1)$$

3.1.4 Comportamento in caso di impatto

Una formulazione del Brachistocrono Sicuro per questo sistema è

$$\begin{cases} \min_T \int_0^T 1 dt \\ M_{rot} \ddot{x}_{rot} = K_{trasm} (x_{link} - x_{rot}) + f \\ M_{link} \ddot{x}_{link} = K_{trasm} (x_{rot} - x_{link}) \\ |\dot{x}_{link}| \leq v_{safe}(K_{trasm}) \\ |f| \leq f_{max} \end{cases}$$

con condizioni iniziali

$$\begin{cases} \underline{x}_0 = (x_{rot} & x_{link} & \dot{x}_{rot} & \dot{x}_{link})^T |_{t=0^-} = \\ & (1 & 1 & 0 & 0)^T \\ \underline{x}_T = (0 & 0 & 0 & 0)^T . \end{cases}$$

Utilizzando l'algoritmo di calcolo proposto in [14] ed i parametri riportati in tabella 3.1 si ricava l'andamento del tempo minimo di esecuzione in funzione della cedevolezza di trasmissione illustrato in figura 3.4. Per $K_{trasm} \rightarrow \infty$ si ha un asintoto orizzontale corrispondente al tempo minimo per un sistema rigido con vincoli sulla velocità. E' interessante notare che il compromesso imposto sulla cedevolezza da prestazioni e performance si traduce in un minimo globale.

Gli attuatori appartenenti a questa classe, siano elettromeccanici o idraulici, possono essere schematizzati come visto nella sezione 2.4 considerando f_2 identicamente nulla. K_{trasm} è una costante del sistema, in alcuni esemplari è possibile variarla da un task all'altro, ma non durante una sessione di lavoro. Dato che la scelta di questa costante dipende da molti fattori, tra cui ad

3.1 SEA - Series Elastic Actuators

Stato iniziale (pos, vel)	$[-\pi, -\pi, 0, 0]$ rad
Inerzia del rotore	$3E-1$ Kgm ²
Inerzia del link	$2.5E-2$ Kgm ²
Coppia massima del rotore	$1.5E1$ Nm
Costante elastica del rivestimento	64 N/m
Inerzia equivalente dell'operatore	$6.25E - 2$ Nm

Tabella 3.1: Parametri del modello SEA impiegati nella simulazione.

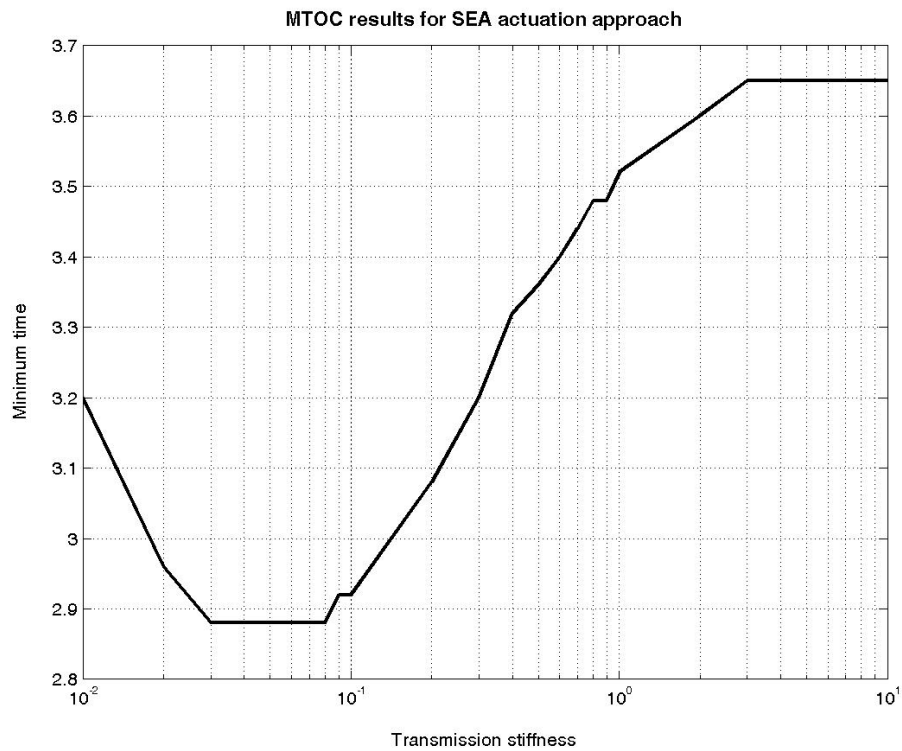


Figura 3.4: Tempo minimo necessario a portare un attuatore SEA dalla configurazione di partenza a quella finale, in funzione della costante elastica di trasmissione.

esempio la precisione di posizionamento e la velocità di risposta, per limitare lo *HIC* possiamo solo diminuire la massima velocità raggiungibile dal sistema peggiorando di fatto le performance.

3.1.5 Banda passante

Di notevole importanza nel controllo di un manipolatore sono le eccitazioni che vengono trasmesse o filtrate dalla trasmissione. Nel caso di trasmissione elastica infatti alcune eccitazioni generate dal controllore e prodotte dai servomotori possono essere reiettate dalla trasmissione. Sottoponendo il sistema 3.1 ad una sollecitazione sinusoidale $x_1 = F \sin(\omega t)$, si ottiene una risposta del link del tipo

$$x_2 = \frac{F}{K_{trasm} \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)} \sin(\omega t + \phi) \quad (3.2)$$

dove $F = K_{trasm} x_1$ ed $\omega_n = \sqrt{\frac{K_{trasm}}{M_2}}$ è la frequenza propria del sistema. In figura 3.5 viene illustrato l'andamento del rapporto tra le due ampiezze in funzione di $\omega_r = \frac{\omega}{\omega_n}$. Si nota come l'ampiezza prodotta decresce all'au-

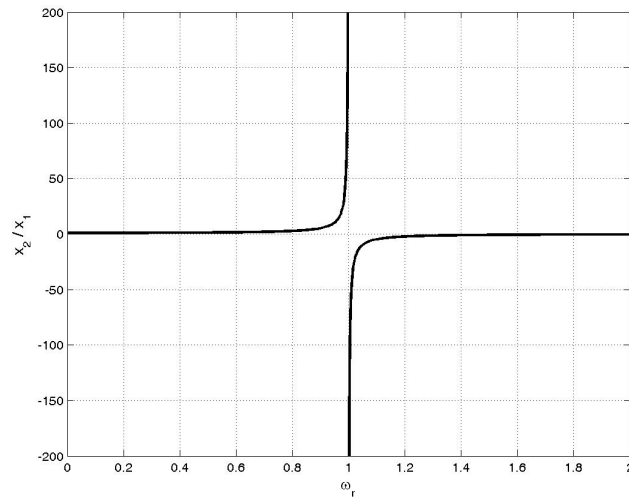


Figura 3.5: Andamento del rapporto tra le ampiezze x_2 ed x_1 al variare di ω_r .

mentare del rapporto tra frequenza eccitante e frequenza propria. Quin-

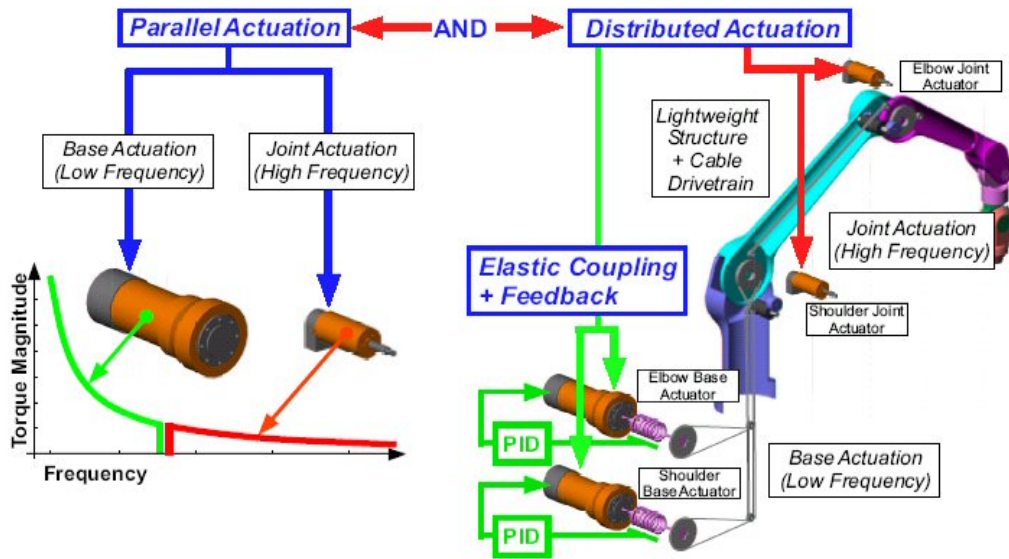


Figura 3.6: Schema implementativo del braccio a 2 g.d.l. costruito a Stanford. Si utilizzano due attuatori per ogni link, il più potente (e pesante) viene posto fuori dalla struttura del manipolatore e tramite una trasmissione a cavi agisce sul link, il più piccolo invece è in presa diretta sul giunto. L'inerzia riflessa complessiva alle alte frequenze viene diminuita adottando un SEA per l'attuatore esterno.

di, l'elemento elastico della trasmissione determina un limite massimo sulle frequenze raggiungibili dall'uscita.

3.2 DM² - Distributed Macro Mini

L'approccio SEA, se da un lato riesce a ridurre l'inerzia vista dall'operatore, riduce le prestazioni in termini di precisione di posizionamento. L'approccio DM², proposto dal gruppo di studio sulla manipolazione del laboratorio di robotica dell'Università di Stanford³ ([19]), consente di recuperare le performance conservando le caratteristiche di sicurezza.

³Questa tipologia di attuatori fu originariamente denominata DECMMA (Distributed Elastically Coupled Macro/Mini parallel Actuation). Per approfondimenti visitare il sito <http://robotics.stanford.edu>.

3.2.1 Architettura del DM²

L'inerzia totale del manipolatore viene notevolmente diminuita isolando l'inerzia riflessa degli attuatori e riducendo il peso complessivo, mentre le prestazioni sono mantenute ponendo dei piccoli attuatori direttamente sui giunti.

L'architettura di questa tipologia di attuatori si basa sui concetti di controllo distribuito e parallelo.

Controllo parallelo

La generazione di coppia deve essere suddivisa tra due attuatori, uno per le basse ed uno per le alte frequenze, in modo che i contributi si sommino. L'efficacia di questo tipo di approccio deriva dalla considerazione che i task normalmente svolti dai manipolatori coinvolgono controlli di traiettoria o di forza dominati dal tracking di traiettorie a bassa frequenza.

Affinché un attuatore costruito secondo l'approccio DM² lavori correttamente i due attuatori devono avere impedenza nulla o trascurabile. Ciò è dovuto al fatto che, durante il trasferimento di potenza, le coppie si sommano in modo non distruttivo solo se le relative impedenze sono nulle. In particolare ogni attuatore deve avere impedenza nulla nell'ambito frequenziale dell'altro.

Il motore che lavora alle alte frequenze ha bassa impedenza poiché si tratta di un servomotore a bassa inerzia collegato al manipolatore tramite una piccola riduzione. Quest'ultima consente di applicare solamente piccole coppie al giunto e determina un tradeoff in fase di sviluppo.

Dovendo il motore di base fornire la grossa parte della coppia necessaria non è possibile ricorrere alla stessa tecnologia implementativa viene impiegato un SEA dato che le limitazioni di banda di questa classe non creano problemi non dovendo questo attuatore fornire contributi alle alte frequenze.

Controllo distribuito

Nell'architettura DM² la coppia di servomotori necessaria all'attuazione del giunto, a differenza dei precedenti tentativi ([20]), viene collocata sul ma-

nipolatore in modo da minimizzare l'inerzia complessiva e massimizzare la banda disponibile per il controllo.

L'attuatore per le basse frequenze (SEA) viene posto a monte del giunto attuato consentendo l'utilizzo di attuatori di grandi dimensioni, adatti a fornire elevate coppie senza aumentare il peso e l'inerzia strutturale.

L'attuatore per le alte frequenze viene posto a valle della trasmissione cedevole. Tale attuatore ha lo scopo di introdurre le componenti di forza ad alta frequenza che sarebbero altrimenti filtrate dalla trasmissione. Questo deve essere connesso al link tramite una trasmissione rigida, tale da non filtrare le coppie fornite. Collegando l'attuatore direttamente al link si ottiene un'elevata rigidità di trasmissione senza aumenti di complessità o di peso.

L'approccio DM² è analogo a quello impiegato per la realizzazione di manipolatori atti ad operare a gravità zero. Il motore di base compensa gli effetti dovuti alla forza di gravità, quindi gli attuatori posti sui link consentono l'inseguimento di traiettoria reiettando gli eventuali disturbi come se lavorassimo in assenza di gravità, gli attuatori posti sui giunti, come quelli ideati per le missioni spaziali, non dovendo produrre coppie elevate non necessitano di grosse riduzioni.

3.2.2 Implementazione del DM²

Un attuatore di questa tipologia a livello di giunto è essenzialmente un sistema a due ingressi e singola uscita. La ridondanza di attuatori fornisce un grado di libertà in più che può essere utilizzato per ottimizzare le performance e garantire la sicurezza.

Uno schema logico del singolo giunto DM² può essere quello di figura 3.7.

3.2.3 Modello del DM²

Il DM², rispetto al SEA, possiede una maggiore precisione di posizionamento, introducendo un servomotore capace di reiettare i disturbi, nonché, posizionando l'attuatore di base esternamente al giunto, la possibilità di utilizzare

3.2 DM² - Distributed Macro Mini

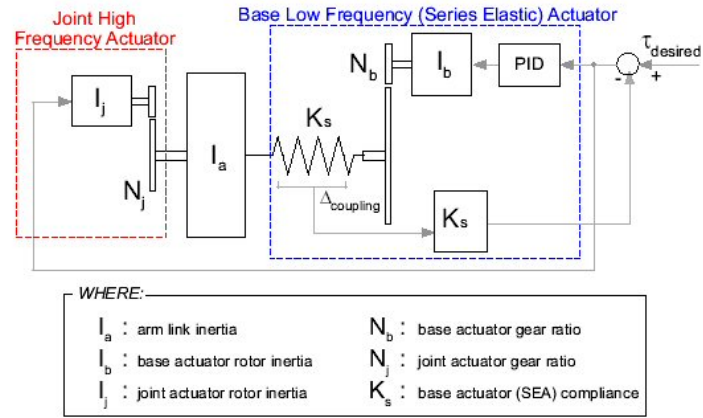


Figura 3.7: Schema implementativo di un giunto secondo l'architettura DM².

attuatori più grandi (ovvero potenti) senza influire sul peso complessivo. Un possibile schema fisico di un manipolatore DM² può essere quello di figura 3.8. Questo modello può essere descritto con il sistema

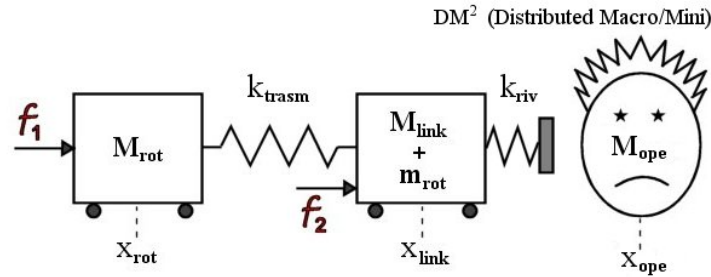


Figura 3.8: Schema fisico di un manipolatore DM² 1 d.o.f. .

$$\begin{cases} M_{rot1} \ddot{x}_{rot1} = K_{trasm} (x_2 - x_{rot1}) + f_1 \\ M_2 \ddot{x}_2 = K_{trasm} (x_{rot1} - x_2) + f_2 \\ \begin{pmatrix} |f_1| \\ |f_2| \end{pmatrix} \leq \begin{pmatrix} f_{1 \max} \\ f_{2 \max} \end{pmatrix} \end{cases} \quad (3.3)$$

dove M_{rot1} rappresenta l'inerzia del motore di base e x_{rot1} la sua posizione, $M_2 = M_{rot2} + M_{link}$ ovvero la somma dei contributi inerziali del link e del

motore per le alte frequenze visto a valle della riduzione, x_2 la posizione del link e $\underline{f} = \{f_{rot1}, f_{rot2}\}$ le forze generate dai due attuatori.

3.2.4 Comportamento in caso di impatto

Possiamo schematizzare il sistema durante un urto come visto nella sezione 2.4. Per le simulazioni sono stati utilizzati i parametri di tabella 3.2. Tali parametri

Stato iniziale (pos, vel)	$[-\pi, -\pi, 0, 0] \text{ rad}$
Inerzia del rotore di base	$3E - 1 \text{ Kgm}^2$
Inerzia del rotore ad alta frequenza	$5E - 6 \text{ Kgm}^2$
Inerzia del link	$2.5E-2 \text{ Kgm}^2$
Coppia massima del rotore di base	$1.5E1 \text{ Nm}$
Coppia massima del rotore ad alta frequenza	$2.5E - 2 \text{ Nm}$
Costante elastica del rivestimento	64 N/m rad
Inerzia equivalente dell'operatore	$6.25E - 2 \text{ Kgm}^2$

Tabella 3.2: Parametri del modello DM² impiegati nella simulazione.

sono stati ottenuti considerando

- un servomotore di base Maxon EC 22 con riduttore 1 : 1000,
- un attuatore per l'alta frequenza Maxon EC 6 con riduttore 1 : 100
- un link cilindrico di 50cm e 300gr.

Utilizzando le stesse condizioni viste per il SEA si ottengono i risultati illustrati in figura 3.9.

Le prestazioni del DM² sono generalmente superiori a quelle del SEA, si può notare che per stiffness elevate i tempi ottenuti coincidono, ciò è dovuto al fatto che irrigidendo la trasmissione il contributo dovuto all'attuatore di base viene a prevalere su quello dovuto all'attuatore per le alte frequenze.

3.2 DM² - Distributed Macro Mini

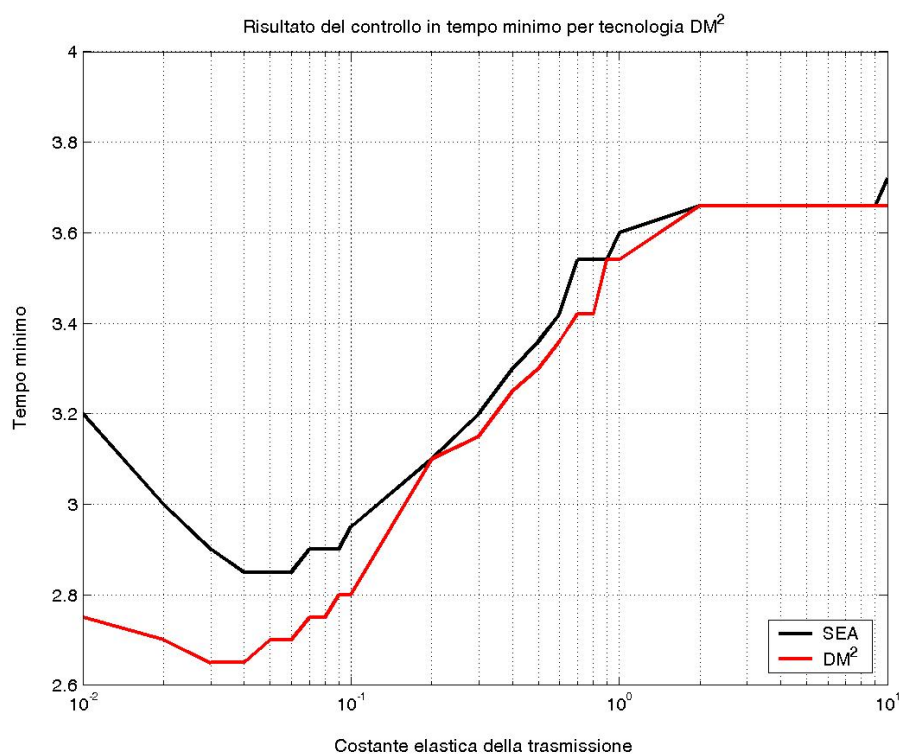


Figura 3.9: Andamento del Tempo Ottimo necessario a controllare un manipolatore DM² 1 d.o.f. nell'origine rispettando i vincoli di sicurezza. Il recupero di prestazioni è evidenziato da un minimo globale è evidentemente inferiore rispetto a quello ottenuto per il SEA.

Dal punto di vista della sicurezza per limitare il danno causato ad un operatore durante un impatto accidentale l'unica scelta possibile è quella di ridurre la velocità massima raggiungibile dal sistema.

In questo caso l'inerzia complessiva può essere notevolmente ridotta dato che il SEA utilizzato come attuatore di base può essere molto cedevole, essendo le prestazioni recuperate dal secondo attuatore; l'unico limite è dato dalla coppia che il servomotore per le alte frequenze è capace di fornire.

Capitolo 4

VIA - Variable Impedance Approach

In questo capitolo viene proposta una nuova classe di attuatori capace di variare l'impedenza vista durante l'esecuzione del singolo task in modo da poter ottenere un'elevata velocità di esecuzione mantenendo comunque un basso livello di rischio in caso di impatto.

4.1 Co-design di meccanica e controllo

Separare, in fase di progetto, gli aspetti di performance e di sicurezza produce spesso risultati insoddisfacenti. Un manipolatore rigido e pesante controllato in modo da garantire la sicurezza sarà intrinsecamente pericoloso, mentre un manipolatore leggero e cedevole con un controllo a recupero di prestazioni sarà intrinsecamente impreciso.

Una progettazione che contemporaneamente tenga conto degli aspetti strutturali e controllistici è necessaria per ottenere risultati compatibili con le esigenze di sicurezza e prestazioni della robotica moderna. Il concetto di co-design di meccanica e controllo vuole evidenziare l'interdipendenza dei due fattori; per tutti gli attuatori che vedremo nel seguito il controllo è inscindibile dalla struttura fisica.

Come si è visto nei precedenti capitoli in generale l'indice di sicurezza dipende dall'inerzia del manipolatore vista dall'operatore al momento dell'impatto e dalla velocità relativa tra link ed operatore, sulla quale non vogliamo agire per non accrescere il tempo di esecuzione del singolo task.

Per accrescere le prestazioni possiamo ricorrere a tecniche di Passive Compliance quali: riduzione dell'inerzia del giunto; aumento della cedevolezza di interfaccia e smussamento delle superfici. Una volta raggiunti i limiti intrinseci di queste metodiche non resta che l'utilizzo di trasmissioni non rigide.

4.1.1 Sicurezza e performance

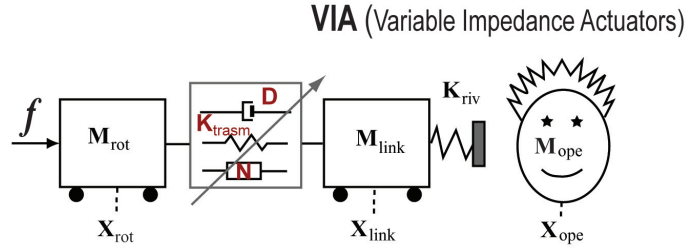


Figura 4.1: Modello fisico semplificato di un attore VIA.

In figura 4.1 viene descritto un semplice modello di attore, dove M_{rot} , M_{link} e M_{ope} rappresentano rispettivamente l'inerzia del rotore del servomotore, del link e dell'operatore; K_{trasm} , D e N cedevolezza, coefficiente di smorzamento e rapporto di trasmissione e K_{riv} la costante elastica del rivelemento.

Questo modello viene descritto dal seguente sistema

$$\begin{cases} M_{rot} \ddot{x}_{rot} = \frac{1}{N} [D (\dot{x}_{link} - \frac{x_{rot}}{N}) + K_{trasm} (x_{link} - \frac{x_{rot}}{N})] + f \\ M_{link} \ddot{x}_{link} = D (\frac{x_{rot}}{N} - \dot{x}_{link}) + K_{trasm} (\frac{x_{rot}}{N} - x_{link}) \\ |f| \leq f_{max} \end{cases} \quad (4.1)$$

ovvero in forma di stato

$$\underline{x}(t) = e^{At}, \quad A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{K_{trasm}}{M_{rot}} & \frac{N K_{trasm}}{M_{rot}} & -\frac{D}{M_{rot}} & \frac{N D}{M_{rot}} \\ \frac{N K_{trasm}}{M_{link}} & \frac{N^2 K_{link}}{M_{rot}} & \frac{N D}{M_{link}} & -\frac{N^2 D}{M_{link}} \end{bmatrix}.$$

Questo sistema può essere risolto per via algebrica ma produce soluzioni estremamente complesse, che rendono impraticabile la valutazione in tempo reale del vincolo di sicurezza.

L'impedenza meccanica di questo sistema, $Z(s) = \frac{F(s)}{V(s)}$, è data da

$$Z(s) = s \frac{(M_{rot} N^2) M_{link} s^2 + [(M_{rot} N^2) + M_{link}] (Ds + K_{trasm})}{(M_{rot} N^2) M_{link} s^2 + Ds + K_{trasm}} \quad (4.2)$$

dove $F(s)$ è la forza che si sviluppa tra robot ed operatore durante l'impatto. La riduzione dell'impedenza, a velocità costante, equivale ad una riduzione dello *HIC* (figure 4.3, 4.6), ma d'altro canto causa una riduzione della banda disponibile per il controllo ([15]).

Un esempio classico di ciclo di lavoro per un manipolatore è il rest-to-rest ovvero un task in cui partendo con velocità nulla da una posizione definita si desidera raggiungere, sempre con velocità nulla la posizione finale come illustrato in figura 4.2. Intuitivamente è desiderabile avere bassa impedenza quando la velocità è elevata, in modo da avere un valore contenuto dell'indice di danno. Nella fase iniziale, ed in quella finale, quando si desidera accelerare rapidamente e minimizzare l'errore di posizione, l'impedenza di trasmissione deve essere elevata per consentire un'ampia banda di controllo, ma la velocità è ridotta, e quindi l'indice di rischio è comunque contenuto.

La variazione di impedenza può essere ottenuta agendo su tre parametri della trasmissione: rigidità, smorzamento e rapporto di riduzione. In linea di principio questi tre parametri possono essere variati contemporaneamente, ma in questa sede analizzeremo casi in cui varia un singolo parametro.

4.2 VST - Variable Stiffness Transmission

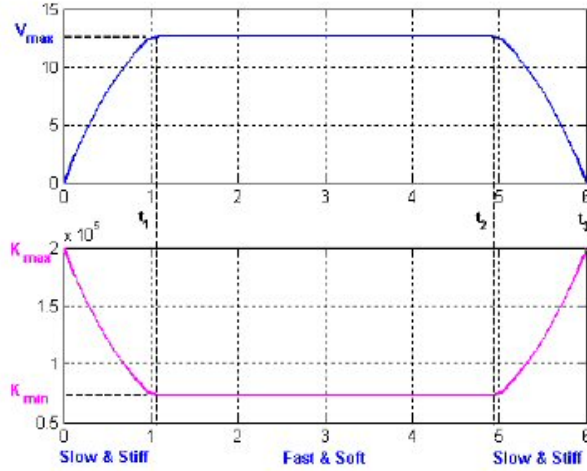


Figura 4.2: Andamenti intuitivi di velocità e stiffness di trasmissione per un manipolatore VIA ad 1 DOF. Alta rigidezza alle basse velocità consente di ottenere una elevata precisione di posizionamento ed ampia banda di controllo, mentre bassa rigidezza consente di avere bassi valori per l'indice di danno alle velocità elevate.

4.2 VST - Variable Stiffness Transmission

Fissando smorzamento nullo e rapporto di trasmissione costante l'impedenza, che in questo caso è funzione della sola cedevolezza di trasmissione, si riduce a

$$Z_K = s \frac{M_{rot} M_{link} s^2 + (M_{rot} + M_{link}) K_{trasm}}{M_{rot} s^2 + K_{trasm}}. \quad (4.3)$$

Assumendo per i parametri i valori riportati in tabella 4.1 si ottiene per l'andamento riportato in figura 4.3 per lo HIC in funzione di K_{trasm} .

Una possibile formulazione del Brachistocrono Sicuro per questa classe di

4.2 VST - Variable Stiffness Transmission

Stato iniziale (pos, vel)	[1, 1, 0, 0] rad
Inerzia del rotore	1.2 Kgm ²
Inerzia del link	0.10005 Kgm ²
Coppia massima del rotore	** Nm
Costante elastica del rivestimento	5e3 N/m rad
Inerzia equivalente dell'operatore	1.2 Kgm ²
Costante di parametrizzazione α	0.8

Tabella 4.1: Parametri del modello VST impiegati nelle simulazioni.

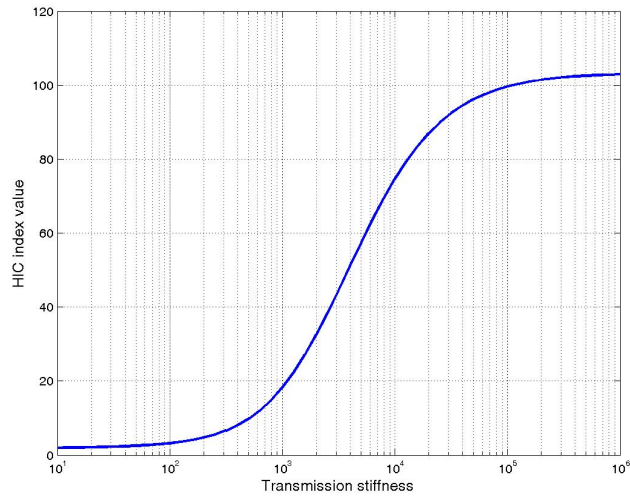


Figura 4.3: Andamento dello HIC in funzione della rigidità di trasmissione.

attuatori è

$$\left\{ \begin{array}{l} \min_T \int_0^T 1 \, dt \\ M_{rot} \ddot{x}_{rot} + K_{trasm}(x_{rot} - x_{link}) = u \\ M_{link} \ddot{x}_{link} + K_{trasm}(x_{link} - x_{rot}) = 0 \\ |\dot{x}_{link}| \leq v_{safe}(K) \\ |u| \leq U_{max} \end{array} \right. ,$$

4.2 VST - Variable Stiffness Transmission

con condizioni al contorno

$$\begin{cases} x_{rot}(0) = 1, & \dot{x}_{rot}(0) = 0 \\ x_{link}(0) = 1, & \dot{x}_{link}(0) = 0 \\ x_{rot}(T) = 0, & \dot{x}_{rot}(T) = 0 \\ x_{link}(T) = 0, & \dot{x}_{link}(T) = 0. \end{cases}$$

La soluzione di questo problema è data dalle traiettorie di stiffness e velocità riportate in figura 4.4, che confermano gli andamenti intuitivi proposti in figura 4.2.

In figura 4.5 viene riportata la soluzione del controllo ottimo in tempo minimo

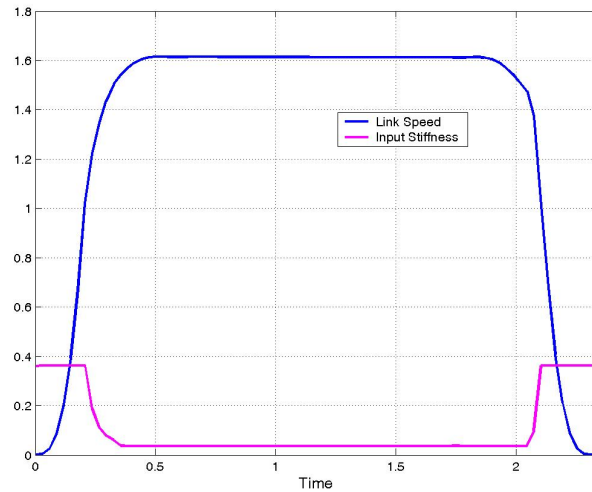


Figura 4.4: Traiettorie ottimali di stiffness e velocità su un task rest-to-rest per un attuatore VST ottenute dalla soluzione del Brachistocrono Sicuro.

per un attuatore VST rispetto al corrispettivo DM^2 nell'ipotesi che la rigidità possa essere variata in un insieme simmetrico di valori:

$$\begin{aligned} u_{K,min} &= (1 - \Delta_\sigma)\bar{\sigma} \\ u_{K,max} &= (1 + \Delta_\sigma)\bar{\sigma}. \end{aligned}$$

Assumendo $\Delta_\sigma \geq 0.5$ si ottengono prestazioni superiori per il VST, mentre per $\Delta_\sigma = 0$ si trova l'andamento di figura 3.4.

4.3 VDT - Variable Damping Transmission

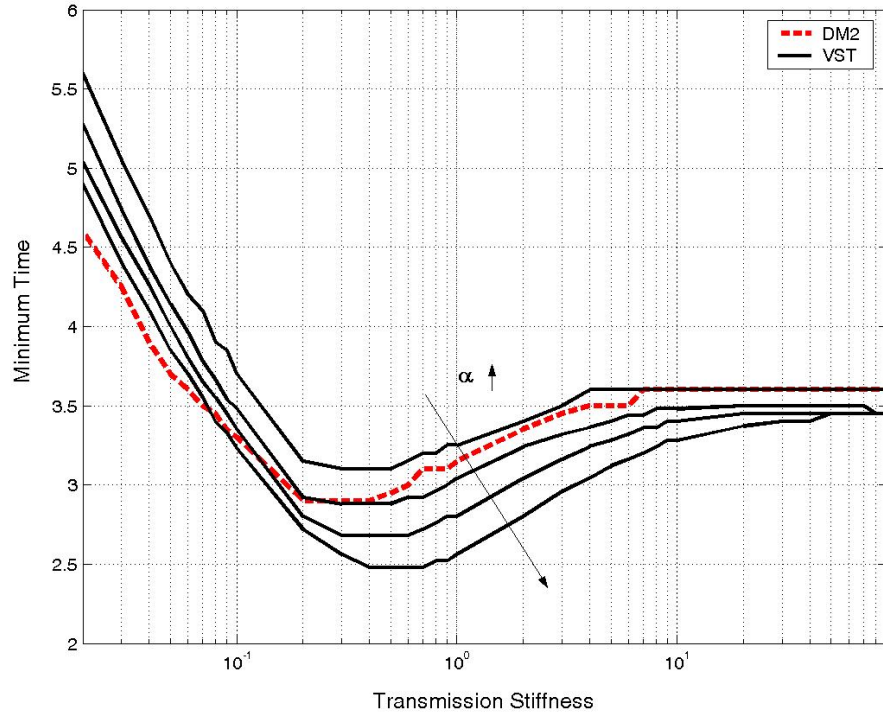


Figura 4.5: Tempo minimo per il raggiungimento della posizione finale per un attuatore VST al variare dell'insieme di rigidezze ammissibili.

4.3 VDT - Variable Damping Transmission

Si consideri il caso in cui la trasmissione abbia cedevolezza nulla, rapporto di trasmissione costante e coefficiente di smorzamento variabile, l'espressione dell'impedenza viene ad essere

$$Z_d = s \frac{M_{rot} M_{link} s^2 + [M_{rot} + M_{link}] D s}{M_{rot} s^2 + D s}.$$

4.3 VDT - Variable Damping Transmission

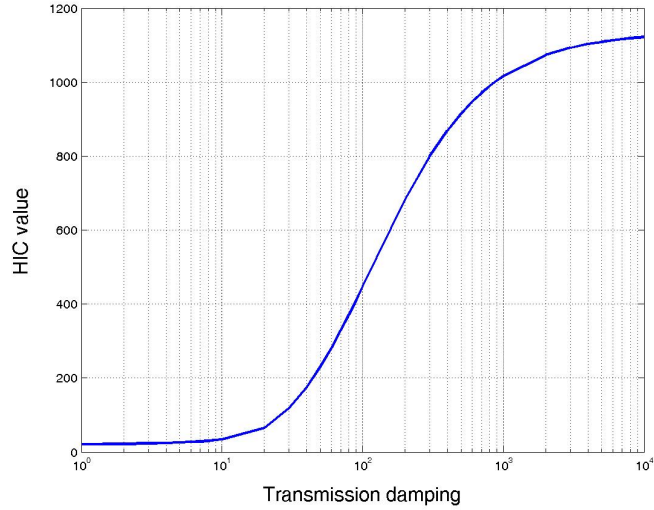


Figura 4.6: Andamento dello HIC in funzione del coefficiente di smorzamento di trasmissione.

In questo caso il Brachistocrono Sicuro può essere posto come

$$\left\{ \begin{array}{l} \min_T \int_0^T 1 \, dt \\ M_{rot} \ddot{x}_{rot} + D(\dot{x}_{rot} - \dot{x}_{link}) = u \\ M_{link} \ddot{x}_{link} + D(\dot{x}_{link} - \dot{x}_{rot}) = 0 \\ |\dot{x}_{link}| \leq v_{safe}(D) \\ |u| \leq U_{max} \end{array} \right. \quad (4.4)$$

con le condizioni iniziali viste nel precedente paragrafo. Risolvendo questo problema per via numerica si trova l'andamento del controllo riportato in figura 4.7. Per un giunto con smorzamento fisso si trova per il tempo l'andamento minimo riportato in figura 4.8. Possiamo notare che gli andamenti del tempo minimo ed i controlli ottenuti come soluzione del Brachistocrono Sicuro sono simili per VDT e VST; in effetti come accadeva nel SEA un attuatore con trasmissione a smorzamento costante ha prestazioni ridotte sia nel caso di damping elevato, a causa dell'accoppiamento tra link e rotore, sia

4.3 VDT - Variable Damping Transmission

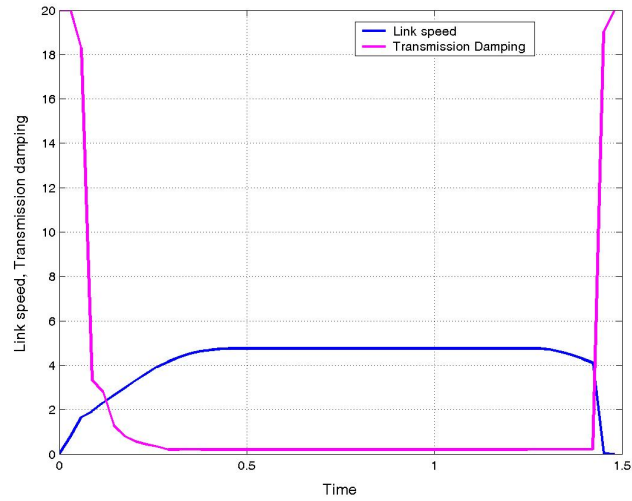


Figura 4.7: Traiettorie ottimali di damping e velocità su un task rest-to-rest per un attuatore VDT ottenute dalla soluzione numerica del Brachistocrono Sicuro.

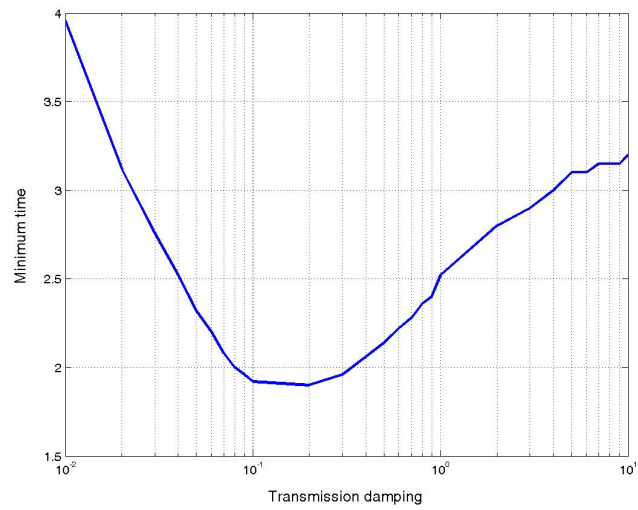


Figura 4.8: Tempo minimo per il raggiungimento del goal per un attuatore con damping di trasmissione fisso.

per valori estremamente piccoli, a causa della ridotta banda disponibile per il controllo.

Capitolo 5

Implementazione del VIA

In questo capitolo sono presentati alcuni schemi per l'implementazione di attuatori VIA prismatici e rotoidali discutendone vantaggi e svantaggi, con particolare attenzione ai modelli che rappresentano i prototipi di attuatori proposti nel capitolo 6.

5.1 Implementazione Meccanica

L'idea di aggiungere cedevolezza di trasmissione, è introdotta da tempo in robotica ([21]). Negli anni si sono susseguiti vari studi sulla realizzazione di componenti adatti a variare l'impedenza meccanica ([22]) dato che l'implementazione di cedevolezza attraverso il controllo di forza pur riuscendo a migliorare l'interazione programmata con l'ambiente esterno ([23]), non riesce, per manipolatori non-backdriveable a garantire la stabilità di contatto ([24], [25]) e più in generale, a causa dei tempi di risposta, a gestire le situazioni di impatto accidentale.

La necessità di attuatori a due gradi di libertà si è resa manifesta fin da subito (uno per il controllo di posizione ed uno per la cedevolezza), assieme alla difficoltà di mantenere dimensioni e pesi ridotti.

Possiamo definire una tassonomia per gli attuatori VIA, considerando gli insiemi prodotti da due classificazioni ortogonali:

configurazione degli attuatori: antagonista o parallela;

gradi di mobilità: rotoidali o prismatici.

Nel seguito adotteremo gli acronimi illustrati in tabella 5.1.

	Prismatici	Rotoidali
Paralleli	PP	PR
Antagonisti	AP	AR

Tabella 5.1: Acronimi delle categorie di attuatori VIA.

5.1.1 PR - Paralleli Rotoidali

In [2] e [26] viene proposto il PCJ (Passive Compliant Joint), un attuatore la cui trasmissione è realizzata tramite una molla torsionale ed uno smorzamento come illustrato in figura 5.1.

In questa soluzione il damper, realizzato a fluido magnetoreologico, viene impiegato per ridurre le oscillazioni causate dall'elemento elastico; tuttavia questo attuatore può essere visto come un VDT in cui la trasmissione non sia a cedevolezza nulla.

Per garantire la giusta cedevolezza in fase di impatto tramite un elemento non variabile si deve utilizzare una molla di ridotta costante elastica. Se il damper riesce a ridurre il numero e l'ampiezza delle oscillazioni prodotte sul link non è possibile accrescere la banda passante. In sintesi questo modello riesce a recuperare precisione di posizionamento e nell'inseguimento di traiettoria, ereditando dalla concezione SEA la scarsa prontezza di risposta al comando.

Rispetto al modello proposto in § 4.3 la sostanziale differenza consiste nel controllo. Nella concezione VIA l'impedenza è una grandezza regolata per garantire la sicurezza, nell'approccio PCJ invece la variazione di impedenza si ha come conseguenza del controllo di posizione. Il damper viene irrigidito

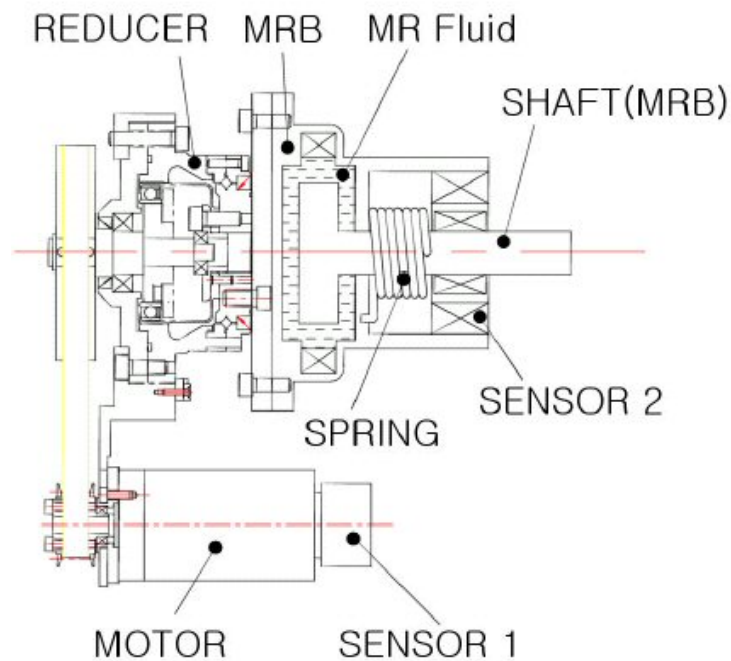


Figura 5.1: Schema del PCJ. Il damper viene utilizzato per smorzare le oscillazioni della molla torsionale.

quando non si hanno più moti oscillatori da smorzare, e quindi ad esempio, in riferimento alla figura 4.2, durante la fase di trasporto in cui per garantire la sicurezza si deve invece essere cedevoli (figura 4.7).

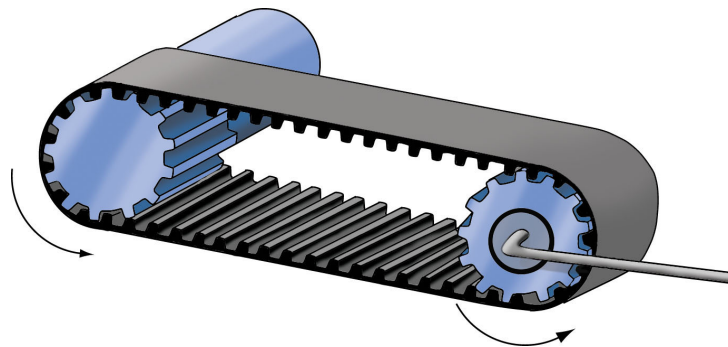


Figura 5.2: Implementazione di un giunto rotoidale VIA mediante damping variabile.

Rinunciando all'elemento elastico si ottiene il modello di attuatore di figura 5.2, attualmente in fase di sviluppo. Tale schema consente di regolare in modo indipendente la velocità prodotta dal servomotore e la cedevolezza di trasmissione permettendo di implementare un attuatore della tipologia illustrata in 4.3.

5.1.2 PP - Paralleli Prismatici

Un attuatore a VDT-PP può essere realizzato ponendo tra link e servomotore una frizione slip, e.g. un prodotto della serie **OPC** fabbricati dalla **Ogura Industries**. Questo sistema può essere schematizzato come visto nel

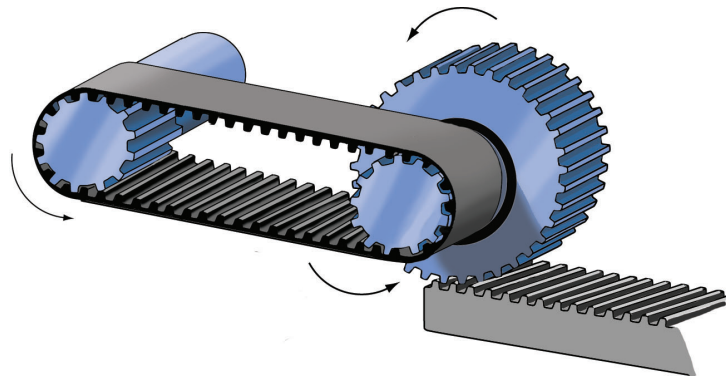


Figura 5.3: Implementazione di un giunto prismatico VIA mediante damping variabile.

paragrafo 2.5, quindi una variazione sul coefficiente di smorzamento causa una proporzionale variazione sull'impedenza meccanica vista a valle del link.

5.1.3 AR - Antagonisti Rotoidali

Ponendo due attuatori in configurazione antagonista (figura 5.4) connessi ad un giunto tramite elementi elastici è possibile regolare, indipendentemente, posizione e stiffness.

La coppia τ , assumendo che valori nulli di θ_1 , θ_2 e θ_3 corrispondano alla

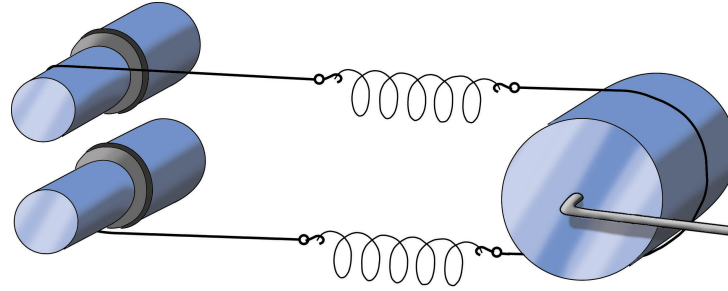


Figura 5.4: Schema di un attuatore VST realizzato tramite due elementi elastici e due servomotori in configurazione antagonista.

configurazione di riposo delle molle, può essere espressa come

$$\tau = R [k_1 (r \theta_1 - R q) - k_2 (r \theta_2 + R q)] \quad (5.1)$$

dove k_1 e k_2 sono le costanti elastiche delle molle ed r e R rispettivamente il raggio delle ruote conduttrici e della condotta.

La rigidità torsionale $\sigma = \frac{\partial \tau}{\partial \theta}$ viene ad essere

$$\sigma = -R^2 (k_1 + k_2) + R \left[\frac{\partial k_1}{\partial q} (r \theta_1 - R q) - \frac{\partial k_2}{\partial q} (r \theta_2 - R q) \right]. \quad (5.2)$$

Impiegando molle lineari la 5.2 si riduce a

$$\sigma = -R^2 (k_1 + k_2)$$

essendo nulli i termini relativi alle due derivate parziali. In quest'ultima espressione non compaiono termini relativi alle posizioni angolari dei motori, non è quindi possibile variare la rigidità nel caso di molle lineari.

Impiegando molle quadratiche, ovvero la cui elasticità sia riducibile ad un'espressione del tipo $k_i = k (r \theta_i - R q)$, otteniamo

$$\sigma = -R^2 r (\theta_1 + \theta_2) \quad (5.3)$$

$$q_{eq} = \frac{r (\theta_1 - \theta_2)}{2R} \quad (5.4)$$

come espressioni della rigidità e della posizione di equilibrio.

Come illustrato in [27] una buona approssimazione di molle quadratiche può

5.1 Implementazione Meccanica

essere ottenuta tramite molle coniche, a patto di impiegare elementi elastici di rilevanti dimensioni. Per ottenere una rigidità variabile tra 20 e 60 Nm/rad gli elementi elastici devono avere i due diametri di 60 e 200 m .

Il PPI (Programmable Passive Impedance), proposto in [28], rappresenta una valida alternativa. La forma (figura 5.5) è stata appositamente studiata per ridurre le dimensioni mantenendo andamento quadratico e semplicità realizzativa.

I muscoli di McKibben ([29]) rappresentano l'unico esempio di VSA imple-

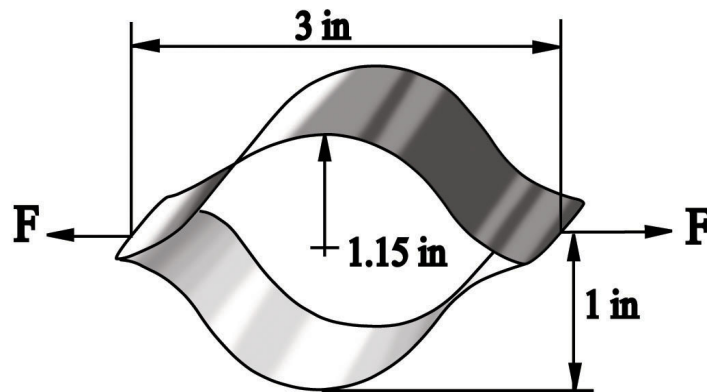


Figura 5.5: Schema illustrativo del prototipo PPI.

mentato con successo finora. Sono composti da una guaina in gomma ricoperta da una rete a maglie incrociate in materiale plastico inestensibile.

L'inestensibilità del filo che compone il rivestimento conferisce al muscolo stiffness infinita, in quanto fissa la massima lunghezza conseguibile, inoltre controbilancia l'allungamento dovuto alla forza generata dalla pressione alle estremità.

Un modello, semplice ed accurato, di questi attuatori è quello proposto in [30], ovvero:

$$F = K_M(L^2 - L_{min}^2), \quad (5.5)$$

dove F rappresenta la forza sviluppata dal muscolo, K_M è un parametro che dipende da vari fattori quali ad esempio spessore, estensione del filo e dia-



Figura 5.6: Manipolatore attuato mediante muscoli artificiali di McKibben realizzato presso il Centro Interdipartimentale di Ricerca “E. Piaggio”.

metro del muscolo, L è la lunghezza del muscolo mentre L_{min} è la minima lunghezza teoricamente raggiungibile.

Due muscoli posti nella configurazione proposta in figura 5.7 ([30], [16]) per-

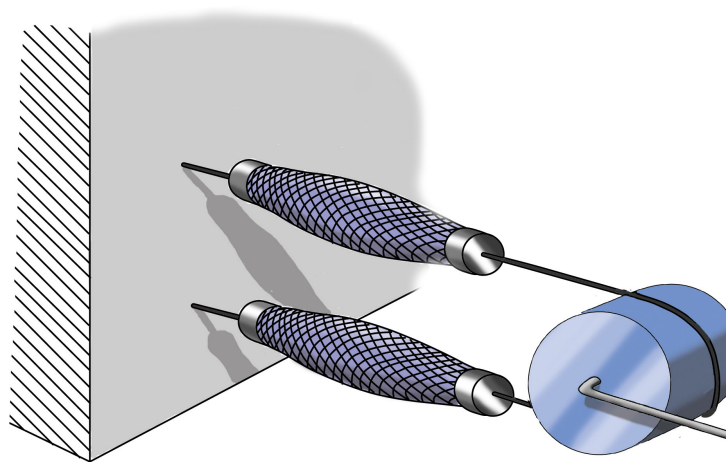


Figura 5.7: VST realizzato con due muscoli artificiali in configurazione antagonista.

mettono di ottenere un attuatore capace di variare indipendentemente la

rigidezza di trasmissione e la posizione di giunto esattamente come visto in precedenza per il caso delle molle.

5.1.4 AP - Antagonisti Prismatici

Un servomotore a stiffness linearmente variabile di questa categoria può essere realizzato impiegando un cilindro a doppia camera reperibile in commercio, come quello illustrato in figura 5.8.

Imponendo la legge dei gas perfetti



Figura 5.8: Cilindro pneumatico Sh MRS-506-DXP. Venduto equipaggiato di sensori di posizione e velocità, possiede due ingressi tramite i quali è possibile regolare la pressione all'interno delle due camere.

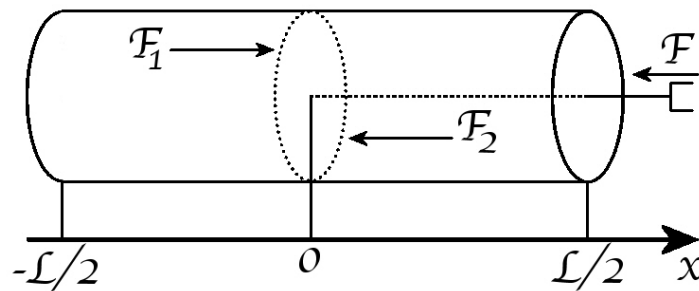


Figura 5.9: Schematizzazione di un cilindro pneumatico a due vie.

$$PV = nRT = \lambda$$

5.1 Implementazione Meccanica

ed assumendo i riferimenti di figura 5.9 troviamo come condizione di equilibrio per le forze $F_1 = F_2$ ovvero

$$\frac{\lambda S}{V_1(x)} = \frac{\lambda S}{V_2(x)} + F \quad (5.6)$$

dove $V_1(x) = 2S(L + 2X)$ e $V_2(x) = 2S(L - 2X)$. Ricavando dalla 5.6 l'espressione della forza e derivando rispetto ad x si ottiene

$$-\frac{dF}{dx} = \sigma = 2\lambda \frac{L^2 + 4x^2}{(L^2 - 4x^2)^2}, \quad (5.7)$$

è quindi possibile aumentare la rigidezza incrementando la pressione nelle due camere come illustrato in figura 5.10

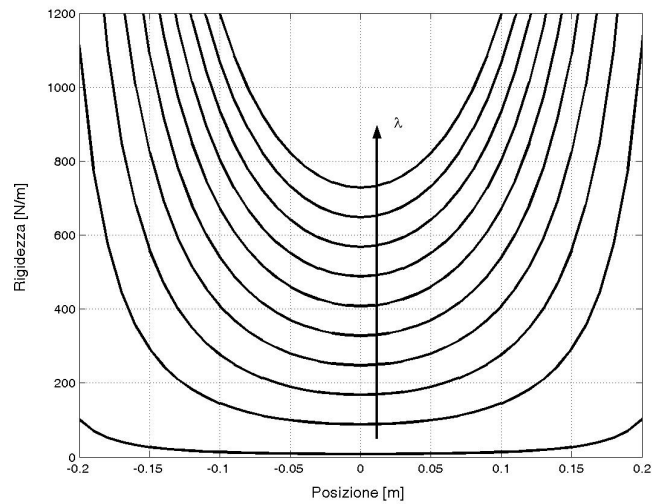


Figura 5.10: Andamenti di rigidezza ottenuti al variare della posizione in funzione della pressione ottenuti utilizzando considerando $L = 0.5 [m]$ e $\lambda \in [1, 100] [bar m^3]$.

Capitolo 6

Attuatori per il VIA

In questo capitolo viene presentato il VSA (Variable Stiffness Actuator) realizzato al Centro Interdipartimentale di Ricerca “E. Piaggio” ed i risultati con esso conseguiti. Nell’ultima parte viene illustrato il prototipo, in fase di costruzione, del VDA (Variable Damping Actuator).

6.1 Struttura

Il VSA è composto da due servomotori posti in configurazione antagonista, una cinghia e tre molle. Il sistema risulta modellizzabile come illustrato nel paragrafo 5.1.3.

Un movimento θ concorde dei motori causa una rotazione dello stesso angolo del link, avendo tutte le ruote lo stesso numero di denti; un movimento discorde, se della stessa quantità, causa solo una variazione di rigidezza di andamento simile a quello illustrato in figura 6.2. Un’esauriente modellazione statica e dinamica dell’attuatore è reperibile in [27], mentre per la descrizione del setup sperimentale si rimanda all’appendice A.

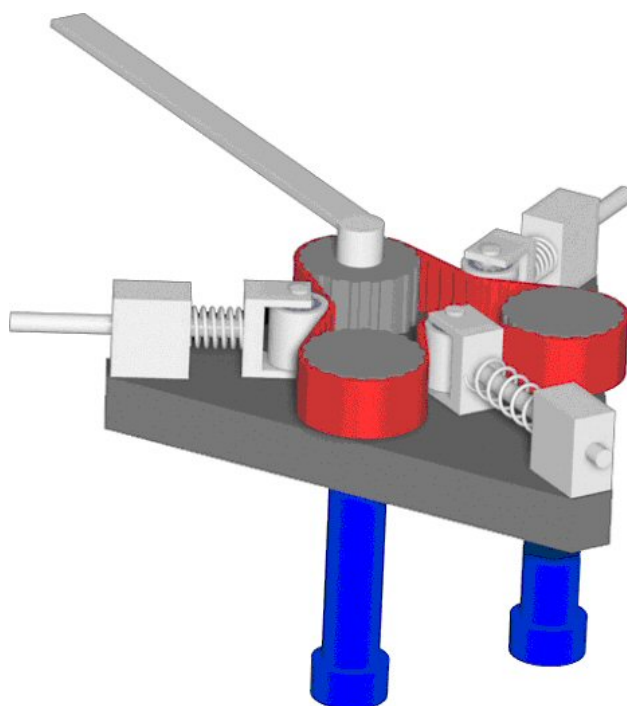
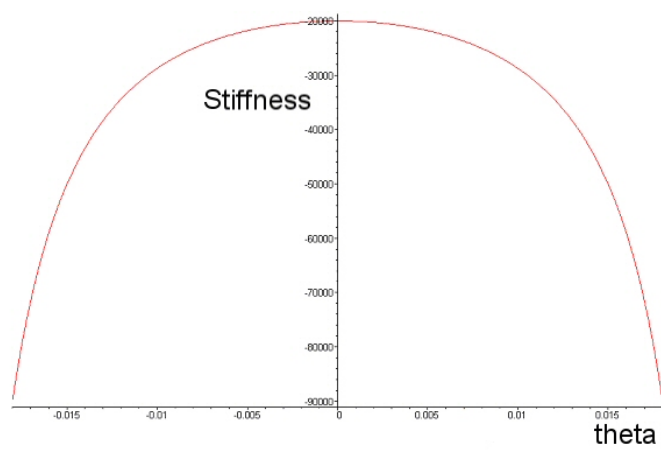


Figura 6.1: Modello 3D del VSA.

Figura 6.2: Andamento teorico della rigidità angolare al variare dello sfasamento dei motori con molle di costante elastica $K = 1 \text{ N/mm}$ e lunghezza di riposo di 2 mm.

6.2 Misura della rigidezza

La rigidezza di giunto è una quantità controllata in anello aperto, quindi per verificare il corretto funzionamento dell'attuatore e validare il modello, si è resa necessaria una misura sperimentale.

Il grafico riportato in figura 6.3 è stato realizzato misurando per ogni carico

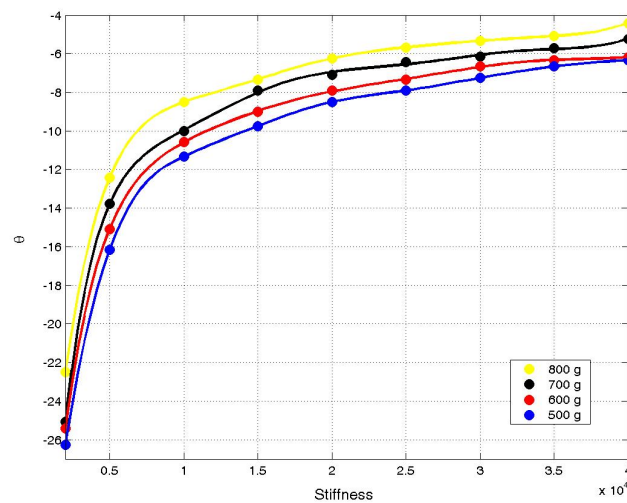


Figura 6.3: Andamento dello spostamento del link dalla posizione di equilibrio al variare della rigidezza in funzione del carico applicato. Gli andamenti sono stati ottenuti interpolando i campioni ai minimi quadrati.

applicato lo spostamento angolare del link dalla posizione iniziale di equilibrio e facendo variare la stiffness nell'insieme

$\sigma = \{2000, 5000, 10000, 15000, 20000, 25000, 30000, 35000, 40000\}$ Nm/rad. Per ridurre l'inevitabile errore sperimentale i singoli valori riportati sono stati ottenuti come media su 5 campioni.

Vorremmo sottolineare che l'errore medio si è attestato sul 2,5% (centesimo di radiante).

I valori ottenuti rispecchiano quanto previsto per via teorica, in effetti l'angolo aumenta al crescere del carico applicato ed al diminuire della rigidezza.

6.3 Misura dell'indice di danno

La misura dell'indice di danno è stata effettuata analizzando, per gli stessi valori di rigidità imposti nel paragrafo precedente, gli effetti causati da un impatto a velocità costante.

I valori riportati, ottenuti come media su 5 campioni, sono illustrati in figu-

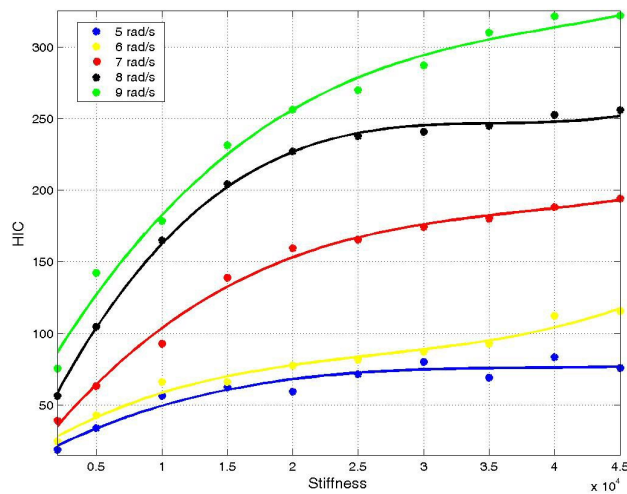


Figura 6.4: Andamento dell'indice di danno al variare della rigidità in funzione della velocità. Gli andamenti sono stati ottenuti interpolando i campioni ai minimi quadrati.

ra 6.4. Ognuno di essi è stato ottenuto integrando con il metodo di Newton-Cotes per $n = 2$ (regola dei trapezi) l'andamento dell'accelerazione subita dalla massa urtata.

In figura 6.5 sono visualizzati gli andamenti dell'accelerazione ottenuti a velocità di 9 rad/s e $\sigma = \{2000, 20000, 40000\}$. Possiamo notare che al crescere della rigidità di giunto gli effetti dovuti all'inerzia di link e servomotori tendono a sovrapporsi, generando valori più elevati per l'indice di danno.

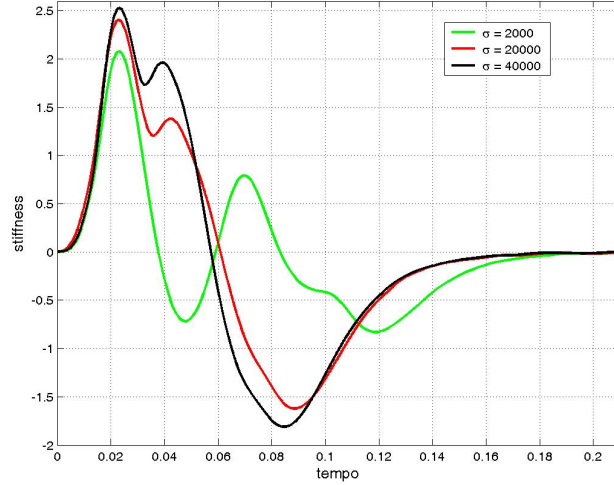


Figura 6.5: Andamenti delle accelerazioni subite dalla massa urtata a seguito di impatti a 9 rad/s. Si nota come al crescere della rigidezza i contributi di link e motori tendano a sovrapporsi.

6.4 Traiettoria ad HIC costante

Un'ultima sessione di test è stata dedicata all'analisi di una traiettoria, per un task rest-to-rest, tale da mantenere costante l'indice di danno al variare della velocità.

A partire dal grafico di figura 6.4 sono state ricavate le coppie stiffness-velocità corrispondenti ad un valore di HIC pari a $75 \text{ m}^{2.5}/\text{s}^4$. Interpolando ai minimi quadrati si ottengono i risultati di figura 6.6. Per velocità inferiori a 5 rad/s l'indice di danno si mantiene sempre al disotto del valore prefissato, si è quindi aggiunto il punto $[v, \sigma] = [0, 50000]$ imponendo che ad attuatore fermo sia conseguita la massima stiffness ottenibile.

In figura 6.7 è tracciato l'andamento di velocità impiegato, ed il corrispondente profilo di stiffness ricavato con lo schema illustrato in figura B.1.

La rampa di velocità è stata realizzata in modo da raggiungere il massimo prima del completamento dell'angolo giro. In figura 6.8 sono riportati i risultati ottenuti durante la fase di accelerazione ad intervalli di $\frac{\pi}{4}$ su una media

6.4 Traiettoria ad HIC costante

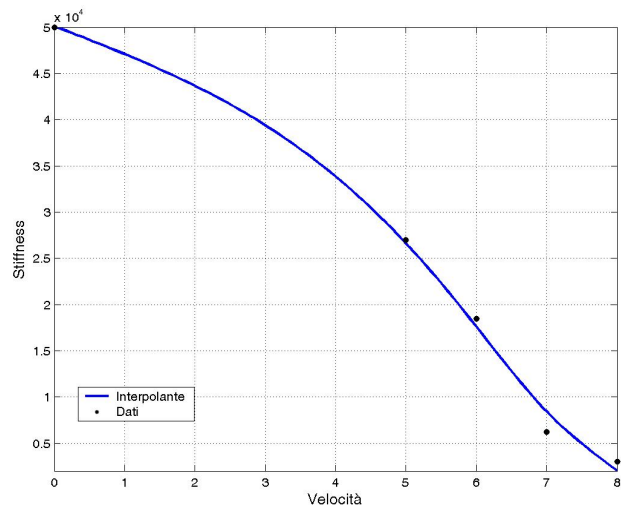


Figura 6.6: Andamento della rigidità di giunto al variare della velocità ad HIC costante

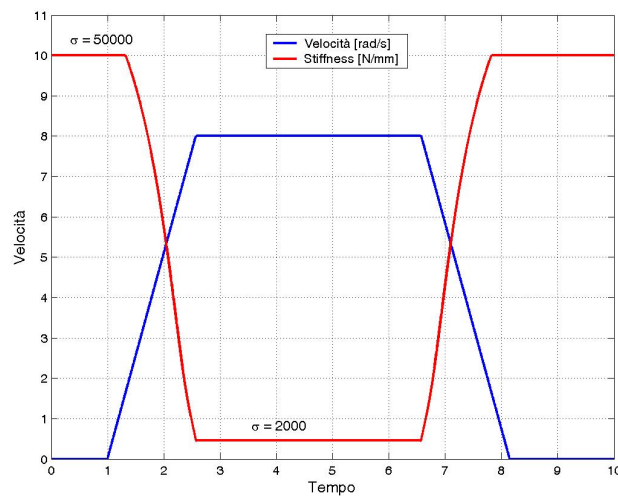


Figura 6.7: Andamenti dei riferimenti di velocità e stiffness per un task rest-to-rest ad HIC costante.

di 5 campioni. Per completezza sono tracciati anche i diagrammi ottenuti per massima e minima cedevolezza ($\sigma = \{2000, 50000\}$) corrispondenti ad un SEA ed un manipolatore rigido.

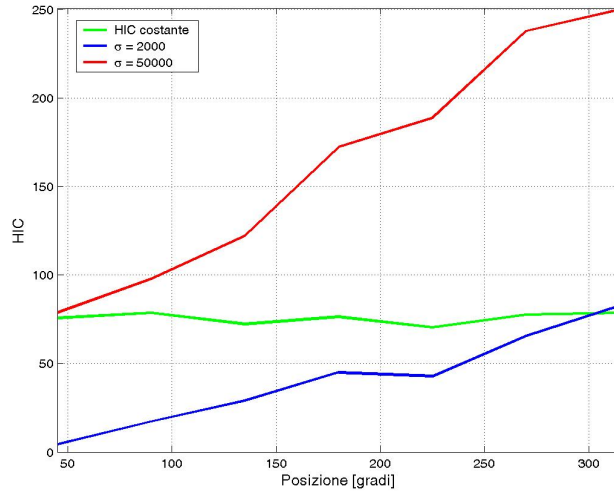


Figura 6.8: Risultati dei test condotti su un task rest-to-rest ad HIC costante.

L'errore sperimentalmente misurato sull'indice di danno desiderato è del 5.3%. Considerando che la gamma di HIC prodotti nelle varie sessioni di test varia tra 400 e 300 $m^{2.5}/s^4$ l'inderterminazione scende al 1.34%.

6.5 VDA - Variable Damping Actuator

I risultati illustrati nei paragrafi 2.4 e 4.3 ci hanno portato a progettare un attuatore a trasmissione viscosa denominato VDA.

In letteratura sono già stati proposti schemi che prevedono l'inserimento di una frizione viscosa a valle dei servomotori (e.g. [31], [32]) utilizzando prevalentemente fluidi magnetoreologici, ma il loro scopo viene limitato allo smorzamento dei moti oscillatori per incrementare la precisione di posizionamento.

Nel concetto VDA servomotore e link devono essere completamente accoppiati quando il giunto ha velocità nulla; all'aumentare della velocità tale accoppiamento deve decrescere fino al minimo ottenibile. Le frizioni tradizionali (a disco) non si adattano a questo tipo di utilizzo dato non essendo proget-

6.5 VDA - Variable Damping Actuator

tate per il funzionamento a scorrimento.

In commercio sono reperibili essenzialmente due tipologie di frizioni slip:

- a fluidi MR prodotte da **Lord Corporation**;
- a particelle prodotte da **Ogura Industrial Corp.**

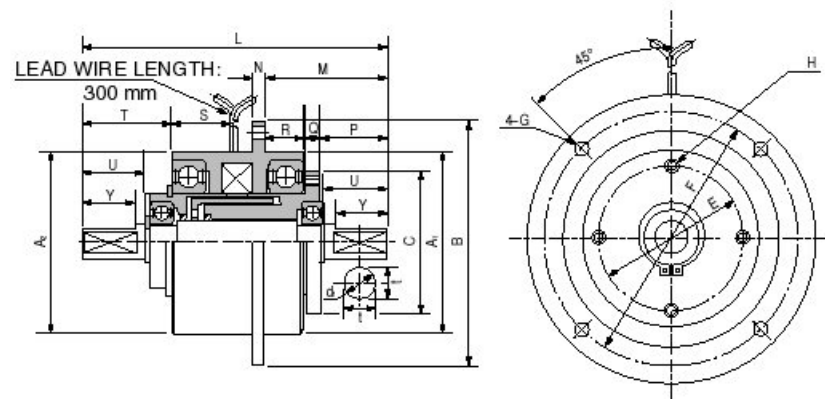


Figura 6.9: Schema meccanico delle frizioni della serie OPC.

Ci siamo orientati su una OPC10 di Ogura, per le ridotte dimensioni e l'elevata coppia trasmessa (11.9328 Nm).

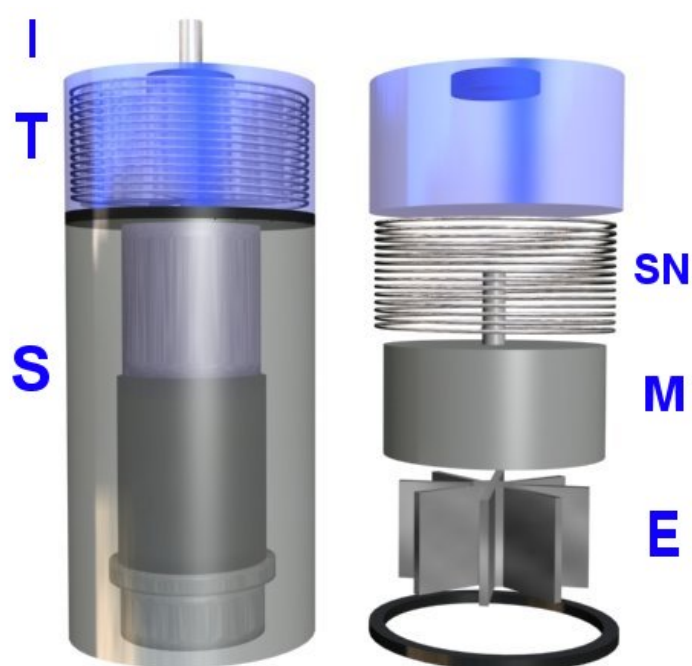


Figura 6.10: Modello concettuale del VDA.

Capitolo 7

Conclusioni

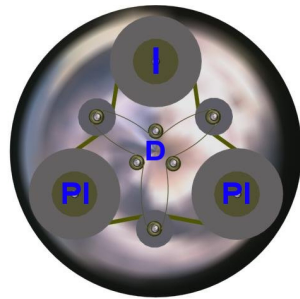
7.1 Risultati ottenuti

In questo lavoro è stata introdotta una nuova classe di attuatori intrinsecamente sicuri denominata VIA. Abbiamo proposto alcuni schemi implementativi per questa categoria sia dal punto di vista meccanico che controllistico. Infine, attraverso alcune prove sperimentali, si è dimostrato che la movimentazione di un giunto con cedevolezza variabile, rispetto alla velocità, consente di mantenere un ridotto livello di rischio senza rinunciare alla rapidità di esecuzione.

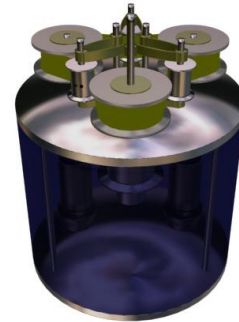
7.2 Sviluppi futuri

L'approccio VIA, deve ancora essere studiato nei suoi molteplici aspetti. A tale scopo sono in fase di realizzazione nuovi prototipi, come il VSA II (figura 7.2).

Ancora inesplorate sono le potenzialità di configurazioni in cui a variare sia più di una quantità tra rigidità, smorzamento e rapporto di riduzione, come pure l'estensione a più gradi di libertà.



(a) Vista superiore.



(b) Vista laterale.

Figura 7.1: Prototipo miniaturizzato del VSA. La riduzione delle dimensioni è dovuta al meccanismo di tensionamento della cinghia che viene posto all'interno dello spazio determinato dalle tre ruote dentate.

7.3 Ringraziamenti

Un ringraziamento particolare va al Professor Antonio Bicchi ed all'Ingegnere Giovanni Tonietti ai quali molto deve questo lavoro, a Fabrizio "Fabio" Vivaldi le cui esperte mani hanno realizzato l'attuatore (e realizzeranno quelli a venire), ai miei due ex colleghi, gli ingegneri Michele Bavaro e Marco Piccigallo che prima di me hanno intrapreso questi studi e dei cui lavori questo è il proseguo ed al "nuovo" Gianluca Boccadamo.

Un grazie è anche dovuto a tutti coloro che per alcuni mesi hanno con me lavorato (e traslocato): Adriano, Lucia, Davide, Nicola, Enzo, Pasquale, Marisa, Hitoshi, Antonio, Enzo, Walter ed Ettore ma anche a quelli che ci hanno lasciato per intraprendere altre esperienze come Andrea e Pierpaolo.

Appendice A

Setup Sperimentale

In questa sezione sono descritte le apparecchiature impiegate per lo studio delle caratteristiche del VSA.

A.1 Componenti del VSA

Per l'attuazione sono stati impiegati due servomotori brushless 2444-S-BL1 prodotti da **Faulhaber** dotati di riduzioni epicicloidali (66:1), capaci di fornire una coppia di picco di 60.6 Nmm.

La cinghia impiegata è una Synchropower con passo di 5 mm e lunghezza di 295 mm. Le pulegge dentate, scelte in modo da minimizzare il numero di denti, sono solidali agli alberi dei servomotori ed hanno un diametro di 27 mm.

Le molle, ricavate da un filo di acciaio specifico del diametro di 1 mm, hanno 10 mm di diametro, distanza tra le spire di 7 mm e lunghezza complessiva di 30 mm; in modo da ottenere una costante elastica di 3 N/mm.

La base dell'attuatore è stata realizzata in modo da poter variare la posizione dei tenditori lungo una retta ortogonale alla congiungente gli assi delle pulegge.

Per il dimensionamento delle varie quantità abbiamo utilizzato i risultati esposti in [27].

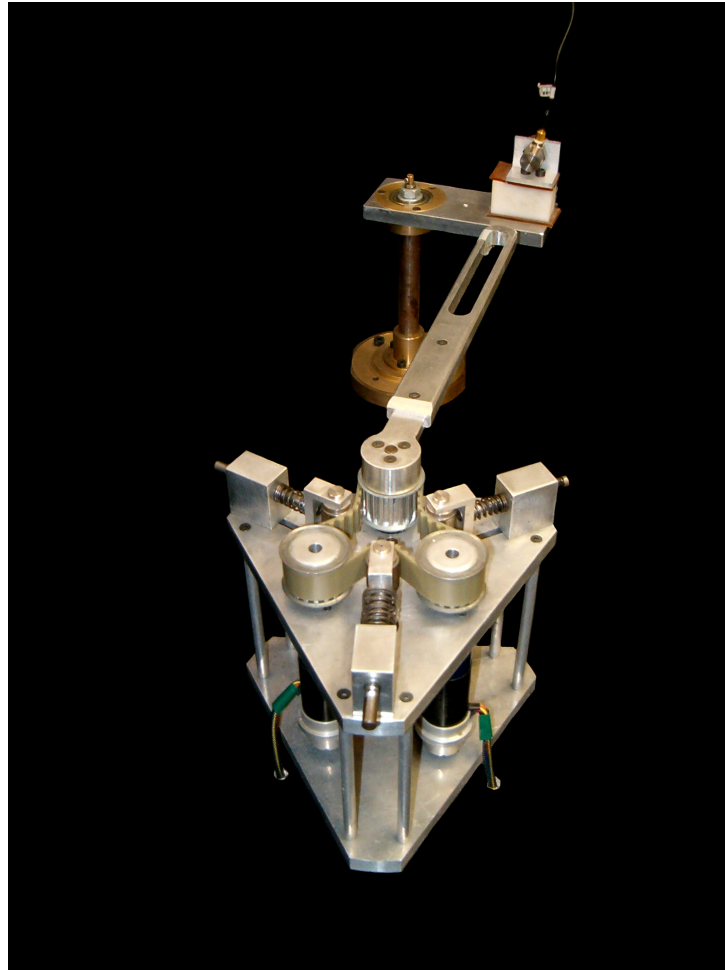


Figura A.1: Setup sperimentale impiegato nei test del VSA

A.2 Sensorizzazione

Le posizioni angolari sono rilevate tramite encoder digitali solidali agli assi di rotazione. Sui servomotori sono connessi a monte della riduzione ed hanno una risoluzione di 180 passi/giro, mentre sul link la risoluzione è di 1440 passi/giro.

Sulla massa urtata, a 10 cm dal centro di rotazione è stato posto un accelerometro piezoelettrico 4371V prodotto da [Brüel & Kjær](#), scelto per l'ampia banda di frequenze passanti ed il ridotto sfasamento introdotto alle alte fre-

quenze.

Come trasduttore di misura è stato impiegato un amplificatore di carica 5007 prodotto da **Kistler** e tarato in modo da fornire 1 V/g compensando la deriva causata dal piezoelettrico.

A.3 Schede I/O

La lettura degli encoder è stata possibile grazie ad una scheda PCI-4E prodotta da **USDigital**. Tale scheda fornisce la certezza, almeno nelle condizioni applicative da noi sperimentate, di non perdere campioni grazie all'elevata velocità di campionamento (33 MHz) degli ingressi digitali ed alla dimensione del buffer (16.777.215 campioni).

Per la generazione del controllo abbiamo utilizzato una NI PCI-6704 di **National Instruments** le cui uscite analogiche possono variare tra +10 e -10 V a passi di 0.05 V.

L'acquisizione del segnale generato dall'amplificatore di carica è stato affidato ad una NI PCI-6024E **National Instruments** ottenendo una frequenza di campionamento di 200 KHz con risoluzione di 0.05 V nell'intervallo ± 10 V.

Appendice B

Codice

In questa sezione viene riportato il codice prodotto per il controllo del VSA e l'acquisizione dei dati forniti dall'accelerometro, nonché gli schemi Simulink[©] impiegati.

B.1 Controllo

Il controllore, realizzato con l'ausilio del **Real Time Toolbox** di Matlab[©], è risultato critico per la riuscita degli esperimenti.

I riferimenti di posizione per i motori sono stati determinati offline in base ai profili di velocità e stiffness desiderati utilizzando lo schema proposto in figura B.1. Ai fini della ricerca delle massime performance in termini di tempo di campionamento abbiamo dovuto ottimizzare di volta in volta per lo specifico test. La versione qui presentata è la più estesa e pesante dal punto di vista computazionale, ma anche la più completa.

La sincronizzazione al tempo reale è stata conseguita realizzando un'attesa attiva, per implementare la quale abbiamo utilizzato una piccola porzione di codice assembler che tramite l'istruzione *RDTSC* ci ha consentito di ottenere una precisione nella valutazione del tempo dell'ordine del tempo di clock del processore, nel nostro caso 1/300000 di secondo.

Questa scelta, dettata dalle limitazioni imposte dall'ambiente di sviluppo, ha

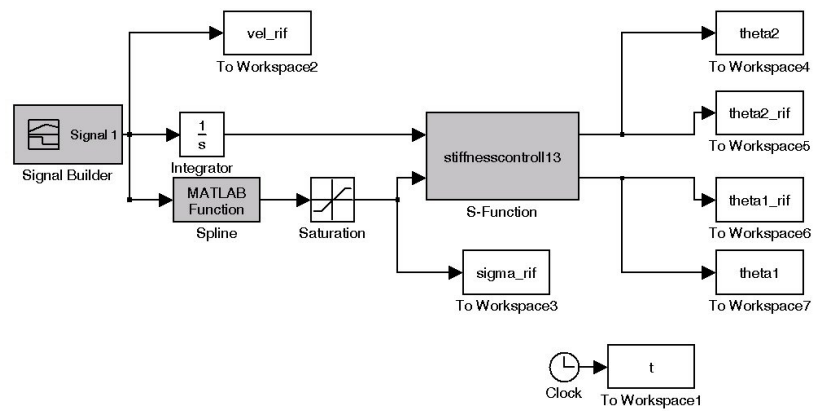


Figura B.1: Schema Simulink[®] utilizzato per generare i riferimenti di posizione per i motori a partire dai profili di velocità e stiffness desiderati.

determinato lo sviluppo di un'applicazione a singolo processo. Una iniziale fase di test ci ha permesso di determinare che per simulazioni della durata massima di 10 secondi, mediamente solo il 5% dei cicli di esecuzione oltrepassa la deadline di un tempo massimo pari a 50 cicli di clock.

In figura B.2 è riportato lo schema del controllore realizzato in Simulink[®].

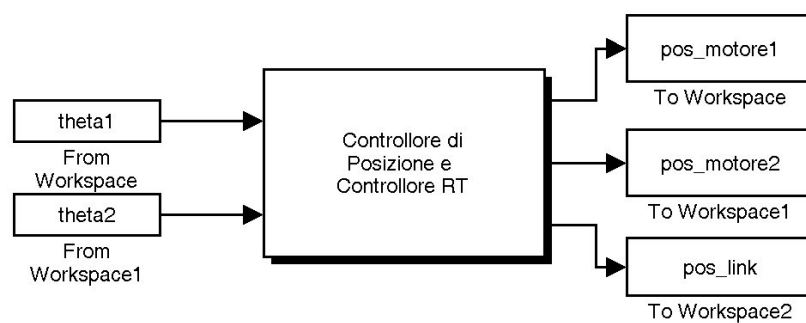


Figura B.2: Schema del controllore Simulink[®] impiegato nel controllo del VSA.

B.1.1 Codice C del controllo

```
/*
 * File Controllo.h
 * Funzione per il controllo dell'attuatore a cedevolezza
 * di giunto variabile.
 * Il controllo TD implementato è un approssimazione di PID.
 */

#define S_FUNCTION_LEVEL 2
#define S_FUNCTION_NAME Controllo
#include "simstruc.h"
#include "time.h"
#include <windows.h>
#include <windef.h>
#include <stdio.h>
#include <conio.h>
#include <mapidefs.h>
#include <windef.h>
// Header file della scheda per il controllo dei motori
#include "nidaqex.h"
// Header file della scheda per la lettura degli encoder
#include "PCI_4E.h"

#define WIN_CONSOLE

#define minStiff          -1.5
#define maxStiff          1.5
#define maxV              5
#define PRIMA             0
#define CPU_FREQUENCY     300000000.0
```

```
// Parametri della S-function
#define t_sample ssGetSFcnParam(S,0)
#define k_p mxGetScalar(ssGetSFcnParam(S, 1))           // k_p
#define k_i mxGetScalar(ssGetSFcnParam(S, 2))           // k_i
#define k_d mxGetScalar(ssGetSFcnParam(S, 3))           // k_d
#define tau mxGetScalar(ssGetSFcnParam(S, 4))           // tau

real_T y;

// Variabili necessarie alla gestione corretta della
// scheda di lettura encoder
int i, cmd, mult = 0;
short iBoardCnt = 0;
short iDevice = 0;
short iEncoder = 0;
short iCPR = 0;
short iVal = 0;
long lVal_0 = 0;
long lVal_1 = 0;
long lVal_2 = 0;
long lVal_3 = 0;
long lVal_l = 0;
int prima = 0;
long lPrevVal = 0;
long lCtrlMode = 0;

unsigned base_low;
unsigned base_high;
```



```
// Variabili per contenere errore e controllo
// dei passi precedenti
double errore1, errore2, errore11, errore22;
double totale_int1, totale_int2;

/* Function: mdlInitializeSizes =====
 * Abstract:
 *   The sizes information is used by Simulink to determine
 *   the S-function block's characteristics (number of inputs,
 *   outputs, states, etc.).
 */
static void mdlInitializeSizes(SimStruct *S)
{
    /* See sfuntmpl.doc for more details on the macros below */

    ssSetNumSFcnParams(S, 4); /* 4 parametri attesi*/
    if (ssGetNumSFcnParams(S) != ssGetSFcnParamsCount(S)) {
        /* Numero dei parametri errato */
        fprintf("Numero dei parametri errato.\n");
        return;
    }
    ssSetNumContStates(S, 0);
    ssSetNumDiscStates(S, 0);

    // Riferimenti di posizione dei due motori
    if (!ssSetNumInputPorts(S, 2)) return;
}
```

```
// Riferimento di posizione Motore 1
ssSetInputPortWidth(S, 0, 1);
ssSetInputPortDirectFeedThrough(S, 0, 1);
// Riferimento di posizione Motore 2
ssSetInputPortWidth(S, 1, 1);
ssSetInputPortDirectFeedThrough(S, 1, 1);

// Uscite
if (!ssSetNumOutputPorts(S, 3)) return;
// Posizione Link
ssSetOutputPortWidth(S,0,1);
// Posizione Motore 1
ssSetOutputPortWidth(S,1,1);
// Posizione Motore 2
ssSetOutputPortWidth(S,2,1);

ssSetNumSampleTimes(S, 1);
ssSetNumRWork(S, 0);
ssSetNumIWork(S, 1);
ssSetNumPWork(S, 0);
ssSetNumModes(S, 0);
ssSetNumNonsampledZCs(S, 0);

ssSetOptions(S, SS_OPTION_EXCEPTION_FREE_CODE);
}
```

```
/* Function: mdlInitializeSampleTimes =====
```

```
* Abstract:
*   Variable-Step S-function
*/
static void mdlInitializeSampleTimes(SimStruct *S)
{
    real_T sample_time;
    sample_time=*mxGetPr(t_sample);
    ssSetSampleTime(S, 0, sample_time);
    ssSetOffsetTime(S, 0, 0.0);
}

#define MDL_INITIALIZE_CONDITIONS
#if defined(MDL_INITIALIZE_CONDITIONS)
/* Function: mdlInitializeConditions =====
* Abstract:
*   Initialize discrete state to zero.
*/
static void mdlInitializeConditions(SimStruct *S)
{
    int iResult = S_OK;

    prima = 0;

    // Inizializzazione le variabili per il controllo
```

```
// Inizializzazione scheda PCI4E
PCI4E_Initialize(&iBoardCnt);
iDevice = iBoardCnt - 1; // Identificativo della scheda

iResult = PCI4E_ResetCount(iDevice, 0);
iResult = PCI4E_ResetCount(iDevice, 1);
iResult = PCI4E_ResetCount(iDevice, 2);
iResult = PCI4E_ResetCount(iDevice, 3);

// Regione per lettura encoder
iCPR = 360; // 360 Counts Per Rivoluzione
iVal = 1; // X1, X2,...

PCI4E_SetPresetValue(iDevice, 0, 180 - 1);
PCI4E_SetPresetValue(iDevice, 1, 180 - 1);
PCI4E_SetPresetValue(iDevice, 2, 1440 - 1);
PCI4E_SetPresetValue(iDevice, 3, 1440 - 1);

PCI4E_SetMultiplier(iDevice, 0, iVal);
PCI4E_SetMultiplier(iDevice, 1, iVal);
PCI4E_SetMultiplier(iDevice, 2, 3);
PCI4E_SetMultiplier(iDevice, 3, 3);

iVal= 0; // 24 bit counter
PCI4E_SetCounterMode(iDevice, 0, iVal);
PCI4E_SetCounterMode(iDevice, 1, iVal);
PCI4E_SetCounterMode(iDevice, 2, iVal);
PCI4E_SetCounterMode(iDevice, 3, iVal);

PCI4E_SetForward(iDevice, 0, TRUE);
```

```
PCI4E_SetForward(iDevice, 1, TRUE);
PCI4E_SetForward(iDevice, 2, TRUE);
PCI4E_SetForward(iDevice, 3, TRUE);

PCI4E_SetEnableAccumulator(iDevice, 0, TRUE);
PCI4E_SetEnableAccumulator(iDevice, 1, TRUE);
PCI4E_SetEnableAccumulator(iDevice, 2, TRUE);
PCI4E_SetEnableAccumulator(iDevice, 3, TRUE);

// Inizializzazione variabili per il controllo
errore1 = 0;
errore2 = 0;
errore11 = 0;
errore22 = 0;
totale_int1 = 0;
totale_int2 = 0;
contatore = 0;
}
#endif /* MDL_INITIALIZE_CONDITIONS */

#undef MDL_START /* Change to #undef to remove function */
#if defined(MDL_START)
/* Function: mdlStart =====
* Abstract:
* This function is called once at start of model execution.
* If you have states that should be initialized once,
* this is the place to do it.
```

```
*/
static void mdlStart(SimStruct *S)
{
}
#endif /* MDL_START */

/* Function: mdlOutputs =====
 * Abstract:
 *      y = x
 */
static void mdlOutputs(SimStruct *S, int_T tid)
{
    int i;
    real_T Enc_1, Enc_2, Enc_3, Enc_l;
    real_T temp1, temp2;
    DWORD deltatime;
    double com_err1, com_err2;
    double pos1, pos2;
    real_T sim_timer;

    unsigned now_high;
    unsigned now_low;

    real_T real_timer;

    real_T *y1 = ssGetOutputPortRealSignal(S,0);
    real_T *y2 = ssGetOutputPortRealSignal(S,1);
    real_T *y3 = ssGetOutputPortRealSignal(S,2);
```

```
// Posizione Motore 1
InputRealPtrsType uPtrs1 = ssGetInputPortRealSignalPtrs(S,0);
// Posizione Motore 2
InputRealPtrsType uPtrs2 = ssGetInputPortRealSignalPtrs(S,1);

// asm code for base_time
if (prima==0){
    {
        _asm{RDTSC
            mov base_low,eax
            mov base_high,edx}
    }

    prima=1;
    ssSetIWorkValue(S,PRIMA,prima);
};
// end asm code for base_time

iDevice = iBoardCnt - 1; // Identificativo della scheda...
iVal = 1; // X1, X2,...

// Prelevo il valore dell'encoder (24 bit counter)
PCI4E_GetCount(iDevice, 0, &lVal_0);
PCI4E_GetCount(iDevice, 1, &lVal_1);
PCI4E_GetCount(iDevice, 2, &lVal_1);
PCI4E_GetCount(iDevice, 3, &lVal_3);

// Scrivo in uscita i valori degli encoder
// Motore 1
```

```
if (lVal_0 > (pow(2,23)-1) ) {
    Enc_1 = lVal_0 - pow(2,24);
    Enc_1 = (Enc_1 / 11880) * 6.2831853;
} else {
    Enc_1 = lVal_0;
    Enc_1 = (Enc_1 / 11880) * 6.2831853;
}
// Motore 2
if (lVal_1 > (pow(2,23)-1) ) {
    Enc_2 = lVal_1 - pow(2,24);
    Enc_2 = (Enc_2 / 11880) * 6.2831853;
} else {
    Enc_2 = lVal_1;
    Enc_2 = (Enc_2 / 11880) * 6.2831853;
}
// Massa Urtata
if (lVal_1 > (pow(2,23)-1) ) {
    Enc_1 = lVal_1 - pow(2,24);
    Enc_1 = (Enc_1 / 1440) * 6.2831853;
} else {
    Enc_1 = lVal_1;
    Enc_1 = (Enc_1 / 1440) * 6.2831853;
}
// Link
if (lVal_2 > (pow(2,23)-1) ) {
    Enc_3 = lVal_2 - pow(2,24);
    Enc_3 = (Enc_3 / 1440) * 6.2831853;
} else {
    Enc_3 = lVal_2;
    Enc_3 = (Enc_3 / 1440) * 6.2831853;
}
```



```
// Errore di posizione al passo corrente
errore1 = (*uPtrs1[0]) - Enc_1;
errore2 = (*uPtrs2[0]) - Enc_2;

// Scrittura uscite
*y1 = Enc_1;    // Motore 1
*y2 = Enc_2;    // Motore 2
*y3 = Enc_1;    // Link

// Controllo PID approssimato
totale_int1 += errore1;
totale_int2 += errore2;

temp1 = k_p*(errore1+(totale_int1*ssGetSampleTime(S,0))/
           k_i+k_d*(errore1-errore11)/ssGetSampleTime(S,0));
temp2 = k_p*(errore2+(totale_int2*ssGetSampleTime(S,0))
           /k_i+k_d*(errore2-errore22)/ssGetSampleTime(S,0));

// Aggiornamento delle variabili di errore
errore11 = errore1;
errore22 = errore2;

// Fine regione del controllo

// Saturazione sui riferimenti
if (temp1>5) temp1 = 5;
if (temp1<-5) temp1 = -5;
AO_VWrite(1, 0, temp1);
```

```
if (temp2>5) temp2 = 5;
if (temp2<-5) temp2 = -5;
AO_VWrite(1, 1, temp2);

// Regione per la gestione del tempo reale

sim_timer=ssGetT(S);

// Lettura istant attuale
__asm{rdtsc
    mov now_low, eax
    mov now_high,edx}

if( (now_low < base_low) ) real_timer =
    (((real_T)(now_high-base_high)-1)*pow(2,32)
    +(now_low-base_low))/CPU_FREQUENCY;
else real_timer =
    (((real_T)(now_high-base_high))*pow(2,32)
    +(now_low-base_low))/CPU_FREQUENCY;

if (prima>1){
    if (real_timer>sim_timer) contatore++;
    while (real_timer < sim_timer)
    {
        __asm{rdtsc
            mov now_low, eax
            mov now_high,edx}

        if( (now_low < base_low)) real_timer =
```

```
        (((real_T)(now_high-base_high)-1)*pow(2,32)
          +(now_low-base_low))/CPU_FREQUENCY;
else real_timer =
        (((real_T)(now_high-base_high))*pow(2,32)
          +(now_low-base_low))/CPU_FREQUENCY;

    }
}
}
```

```
/* Function: mdlTerminate =====
* Abstract:
*   In this function, you should perform any actions that are
*   necessary at the termination of a simulation.
*   For example, if memory was allocated in
*   mdlInitializeConditions, this is the place to free it.
*/
static void mdlTerminate(SimStruct *S)
{
    int i;
    // Riferimento nullo per i motori
    for (i=0;i<4;i++) AO_VWrite(1, i, 0);
    // Chiusura della scheda per la lettura degli encoder
    PCI4E_Shutdown();
}
```

```
/*=====*\n * Required S-function trailer *\n *=====*/\n\n/* Is this file being compiled as a MEX-file? */\n#ifdef  MATLAB_MEX_FILE\n/* MEX-file interface mechanism */\n#include "simulink.c"\n#else\n/* Code generation registration function */\n#include "cg_sfund.h"\n#endif
```

B.2 Lettura accelerometro

L'impatto è un fenomeno estremamente rapido che viene generalmente approssimato come impulsivo, il cui transitorio è oggetto della nostra misura, viene generalmente approssimato come impulsivo. Risulta evidente, in questa condizione, la criticità della velocità di campionamento.

Per questa misura ci siamo orientati su una scheda (*NI PCI6024*) capace di acquisire i campioni ad una velocità massima di 200 KHz e trasferirli in DMA. L'elevata velocità di campionamento, unita alle ridotte dimensioni del buffer interno alla scheda, ci ha costretto a dedicare un computer all'acquisizione dati per evitare problemi di Buffer Overrun.

B.2.1 Codice C

```
/*\n*****\n\nFilename:\n    LatestOne.c
```

Description: DMA data acquisition

*/

```
#include <stdio.h>
#include <stdlib.h>
#include <conio.h>
#include <dos.h>
#include <math.h>
#include <string.h>
#include <windows.h>
#include <windef.h>
#include <stdio.h>
#include <conio.h>
#include <iostream.h>
#include <mmsystem.h>
#include <fstream.h>
#include <Winbase.h>

#include "nidaqex.h"

// Costanti utili
// Numero di secondi di acquisizione
#define secondi      2
// Frequenza di acquisizione 200 KHz
#define frequenza    200000
// Numero di campioni acquisiti
#define numCampioni secondi*frequenza
// Guadagno dell'amplificatore interno
#define guadagno     1
```

```
// Offset correttivo
#define OFFSET          0
// Guadagno correttivo
#define GAINADJUST      1

// Costanti per inizializzazione della scheda
// Numero identificativo
#define deviceNumber    1
// Canale utilizzato per l'acquisizione
#define chan            0
// Trigger di avvio acquisizione = software
#define startTrig       0
// Clock utilizzato = interno
#define extConv          0
// Punti acquisiti per secondo
#define units           1

// Variabili utilizzate
// Stato della scheda
int status;
// Secondi per acquisire un punto alla freq=200KHz
double rate;
// Clock della scheda
//short timebase;
// Risultati di DAQ_Rate
//unsigned short sampleInterval;
double sampRate;
// Numero di campioni
unsigned long count;
// Guadagno in acquisizione
```

```
short gain;
// Buffer per i dati
short buffer[numCampioni];
// Dati convertiti in formato testo
double voltArray[numCampioni];
// Correzione del guadagno sui dati binari
double gainAdjust;
// Offset sui dati binari per conversione
double offset;
unsigned long int i;
double tmp;

FILE *outAcc;

void main()
{

    printf("Acquisizione dati in DMA.\n\n\n");
    printf("PCI 6024E device: %d\n", deviceNumber);
    printf("PCI 6024E channel: %d\n\n", chan);
    status = AI_Clear(deviceNumber);
    printf("AI_Clear status: %d\n\n", status);
    status = DAQ_Clear (deviceNumber);
    printf("DAQ_Clear status: %d\n\n", status);

    //Inizializzazioni
    gain = guadagno;
    sampRate = frequenza;
```

```
gainAdjust = GAINADJUST;
offset = OFFSET;

//DAQ_Config
printf("DAQ_Config.\n");
status = DAQ_Config (deviceNumber, startTrig, extConv);
printf("AI_Clear status: %d\n\n\n", status);

/*
//DAQ_Rate
printf("DAQ_Rate.\n");
// Secondi per acquisire un punto alla freq=200KHz
rate = 0.000005;
// timebase e sampleInterval sono ritornati da DAQ_Rate
status = DAQ_Rate (rate, units, &timebase, &sampleInterval);
printf("sampleInterval ritornato: %d\n", sampleInterval);
printf("timebase ritornato: %d\n\n\n", timebase);
*/

//Numero campioni
//count = 0; count--; //MAX_UNSIGNED_LONG_INT

count = numCampioni;

printf("count: %u\n",count);

//Attendo la pressione di un tasto
printf("\nStart?");
getch();
printf("\nStart acquiring...\n");
```



```
//Avvio acquisizione
status = DAQ_Op (deviceNumber, chan, gain, buffer,
                count, sampRate);
if (status == 0)
    printf("Acquisizione eseguita correttamente.\n");
else if (status>0)
    printf("Acquisizione con possibili errori.\n");
else if (status<0)
{
    printf("Grave errore in acquisizione.\n");
    exit(0);
}
// In questo punto l'acquisizione è terminata

// Conversione in formato ASCII dei campioni acquisiti
status = DAQ_VScale (deviceNumber, chan, gain, gainAdjust,
                    offset, count, buffer,voltArray);

printf("Salvataggio parametri.\n\n\n");
outAcc = fopen("Accelerazione.dat", "w");
for(i = 0; i<numCampioni; i++)
{
    tmp = 2 * voltArray[i];
    fprintf(outAcc,"%f\n",tmp);
}
fclose(outAcc);

printf("\nClose?");
getch();
}
```

Bibliografia

- [1] Ikuta K. and Nokata M. “General Evaluation Method of Safety for Human Care Robots.” *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics & Automation*, May 1999.
- [2] Kim M., Yoon S.S., Kang S., Kim S.J., Kim Y.H., Yim H.S., Lee C.D., and Yeo I.T. “Safe Arm Design for Service Robot.” *Second IARP/IEEE-RAS Joint Workshop on Technical Challenge for Dependable Robots in Human Environments*, October 2002.
- [3] Okada M., Ban S., and Nakamura Y. “Skill of Compliance with Controlled Charging/Discharging of Kinetic Energy.” *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics & Automation*, May 2002.
- [4] Morita T. and Sugano S. “Development and Evaluation of Seven-D.O.F. MIA ARM.” *Proceedings of IEEE International Conference on Robotics and Automation*, April 1997.
- [5] Homayoun S. and Bon B. “Real-Time Collision Avoidance for Position-Controlled Manipulators.” *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, 15:670–677, August 1999.
- [6] Heinzmann J. and Zelinsky A. “The Safe Control of Human-Friendly Robots.” *Proceedings of the IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, pages 1020–1025, 1999.
- [7] Iwata H., Hoshino H., Morita T., and Sugano S. “Force Detectable Surface Cover for Humanoids Robots.” *IEEE/ASME International*

-
- al Conference on Advanced Intelligent Mechatronics Proceedings*, July 2001.
- [8] Khadilkar A., Sances A.Jr., Herbst B., Forrest S., and Meyer S. “Head injury reduction with roll bar padding.” *Proceedings of the First Joint of 21st Annual Conference and the Annual Fall Meeting of the Biomedical Engineering Soc.*, 1:504, 1999.
- [9] Khadilkar A.V. and Pauls L.S. “Assessment of injury protection performance of side impact airbags for out-of-position and other than 50th percentile adult male occupants.” *Proceedings of 16th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV)*, May-June 1998.
- [10] Versace J. “A review of the Severity Index.” *Proceedings of the Fiteenth Stapp Car Crash Conference*, pages 771–796, 1971.
- [11] V.R. Hodgson. “Impact, Skid And Retention Tests On A Representative Group Of Bicycle Helmets To Determine Their Head-Neck Protective Characteristics.” Technical report, Michigan Department of Public Health, March 1991.
- [12] Makris A., Nerenberg J., Dionne J.P., Chichester C., and Bass C.R. “Reduction of Blast Induced Head Acceleration in the Field of Anti-Personnel Mine Clearance.” *IRCOBI Conference on the Biomechanics of Impact*, September 2000.
- [13] Fredriksson R., Häland Y., and Yang J. “Evaluation of a new pedestrian head injury protection system with a sensor in the bumper and lifting of the bonnet’s rear edge.” *Proceedings of the 17th International Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV)*, June 2001.
- [14] Bavaro M. “Metodi di Controllo per Robot Intrinsecamente Sicuri.” Master’s thesis, Università di Pisa, 2003.

- [15] Bicchi A., Tonietti G., Bavaro M., and Piccigallo M. “Variable Stiffness Actuators for Fast and Safe Motion Control.” *Preprints of Proc. Int Symp. of Robotics Research*.
- [16] Bicchi A. and Tonietti G. “Design, Realization and Control of a Passively Compliant Robot for Intrinsic Safety.” *Second IARP/IEEE–RAS Joint Workshop on Technical Challenge for Dependable Robots in Human Environments*, October 2002.
- [17] Goldsmith. *Impact*. Edward Arnold Publishers, Ltd. London.
- [18] Pratt G. and Williamson M. “Series Elastic Actuators.” *Proceedings of the IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, pages 399–406, 1995.
- [19] Zinn M., Khatib O., Roth B., and Salisbury J.K. “A new actuation approach for human friendly robot design.” *Proceedings of the International Symposium on Experimental Robotics*, 2002.
- [20] Morrel J.B. “*Parallel Coupled Micro-Macro Actuators*.” PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, 1996.
- [21] Nevis j. L. and Whitney D.E. . “The Force Vector Assembler Concept.” *First International Conference on Robotics and Manipulators*, Settembre 1973.
- [22] Okada M., Nakamura Y., and Ban S. “Design of Programmable Passive Compliance Shoulder Mechanism.” *Proceedings of IEEE International Conference on Robotics & Automation*, May 2001.
- [23] Whitney D.E. . “Force Feedback Control of Manipulator Fine Motions.” *Proceedings of the Joint Automatic Control Conference*, 1976.
- [24] Colgate J. E. and Hogan N. “An Analysis of Contact Instability in Terms of Passive Physical Equivalents.” *Proceedings of the 1989 IEEE International Conference on Robotics & Automation*, 1989.

- [25] Colgate J. E. “On the Inherent Limitations of Force Feedback Compliance Controllers.” *Robotics Research*, December 1989.
- [26] Seong-Sik Yoon, Sungchul Kang, Seung-Jong Kim, Young-Hwan Kim, Heung-Soon Yim, and Munsang Kim. “Design and Control of a Passive Compliant Joint for Human-friendly Service Robots.” *Proceedings of the IARP workshop on robot dependability*, 2002.
- [27] Piccigallo M. “Studio teorico e sperimentale di attuatori a cedevolezza variabile.” Master’s thesis, Università di Pisa, 2003.
- [28] Laurin-Kovitz K. F., Colgate J. E., and Carnes S. D. R. “Design of Programmable Components For Passive Compliance.” *Proceedings of IEEE International Conference on Robotics & Automation*, pages 1476–1481, April 1991.
- [29] Chou C.P. and Hannaford B. “Measurement and Modeling of Artificial muscles.” *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, 12:90–102, February 1996.
- [30] Bicchi A., Lodi Rizzini S., and Tonietti G. “Compliant Design for Intrinsic Safety: General Issues and Preliminary Design.” *Proceedings of IEEE International Symposium on Intelligent Robots and Systems*, pages 1864–1869, October 2001.
- [31] Munsang Kim, Seong-Sik Yoon, Sungchul Kang, Young-Hwan Kim, Seung-Jong Kim, Heung-Soon Yim, Choong-Dong Lee, and In-Teak Yeo. “Safe Arm Design for Service Robot.” *Proceedings of the IARP workshop on robot dependability*, 2002.
- [32] Takesue N., Zhang G., Furusho J., and Sakaguchi M. “Precise Position Control of Robot Arms Using a Homogeneous ER Fluid.” *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 3:2470–2475, May 1998.